



TUGAS AKHIR - TM 145502

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA FINAL
SUPERHEATER DI PLTU UNIT 4 PT PJB UP
GRESIK**

**PUTRI RANA DEWANTI
NRP. 2112 030 012**

**Dosen Pembimbing
Giri Nugroho, ST, MSc.
19791029 201212 1 002**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



TUGAS AKHIR - TM 145502

**HEAT TRANSFER OF FINAL SUPERHEATER
ANALYSIS AT PLTU UNIT PT PJB UP GRESIK**

**PUTRI RANA DEWANTI
NRP. 2112 030 012**

**Counselor Lecturer
Giri Nugroho, ST, MSc.
19791029 201212 1 002**

**PROGRAM OF STUDY DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

LEMBAR PENGESAHAN

“ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA FINAL SUPERHEATER DI PLTU UNIT 4 PT PJB UP GRESIK”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

PUTRI RANA DEWANTI
NRP. 2112 030 012

Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing



Giri Nugroho, ST, MSc
NIP. 19791029 201212 1 002

SURABAYA, JULI 2015

ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA FINAL SUPERHEATER DI PLTU UNIT IV PT PJB UP GRESIK

Nama Mahasiswa : Putri Rana Dewanti
NRP : 2112 030 012
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Giri Nugroho, ST, MSc.

Abstrak

Dalam suatu sistem PLTU diperlukan sebuah boiler dimana di dalam boiler ini terdapat suatu tingkatan-tingkatan yang terdiri dari tube-tube. Salah satunya disebut final superheater. Pada final superheater terjadi perpindahan panas dari gas hasil pembakaran ke uap jenuh yang pada akhirnya uap jenuh tersebut diubah menjadi uap panas lanjut. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi ini akan mendorong sudu-sudu turbin sehingga mengakibatkan poros turbin uap berputar. Mengetahui peran boiler yang penting bagi efisiensi siklus, maka perlu dilakukan analisis laju perpindahan panas pada beban 55%, 85%, dan Maksimum khususnya final superheater pada PLTU Unit 4.

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan perhitungan nilai laju perpindahan panas (q) dengan menggunakan metode Log Mean Temperature Difference (LMTD) dan efektivitas dengan metode NTU. Data yang diambil dalam tugas akhir ini adalah data spesifikasi dan data kondisi aktual boiler pada satu hari di satu bulan yang sama.

Sedangkan metode yang digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas adalah Log Mean Temperature Differencedan NTU. Dari hasil perhitungan data spesifikasi, diketahui bahwa presentase perbandingan panas yang dihasilkan bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas final superheater (q) sebesar 9,05% dan efektivitas (ϵ) sebesar 0,942 pada beban 55%, q : 11,09% dan ϵ : 0,954 pada beban 85%, dan q : 15,92% dan ϵ : 0,973 pada beban Maksimum.

Kata kunci : Boiler, Perpindahan Panas, LMTD, NTU



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

HEAT TRANSFER OF FINAL SUPERHEATER ANALYSIS AT PLTU UNIT IV PT PJB UP GRESIK

Name of Student : Putri Rana Dewanti
NRP : 2112 030 012
Department : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS
Counselor Lecturer : Giri Nugroho, ST, MSc.

Abstract

In a cycle of PLTU, a boiler in which there are some tubes with different levels is needed. One of the tubes is what we call as final superheater. When the final superheater is burned, heat transfer occurs, from gases to steam which next, the steam will be changed into superheated vapor. The steam with high pressure and temperature will push the blades of the steam turbine and make the shaft of the steam turbine rotate. Knowing that the role of the boiler is very important for the efficiency of the cycle, so it is highly needed to analyze the speed of the heat transfer at the load of 55%, 85%, and maximum.

In this final task, it will be done a value calculation of the q by using Log Mean Temperature Difference (LMTD) method and effectiveness by using NTU method. The data which are used in this final task are the specified data and real conditioned ones of the boiler on a certain day in a certain month.

Meanwhile, the method that is used to calculate the speed of heat transfer are LMTD and NTU. From this calculation of specified data, it is known that the speed of heat transfer (q) produced is 9,05% and effectiveness is 0,942 at the load of 55%, q : 11,09% and ϵ : 0,954 at the load of 85%, and q : 15,92% and ϵ : 0,973 at optimum load.

Kata kunci : Boiler, Heat Transfer, LMTD, NTU

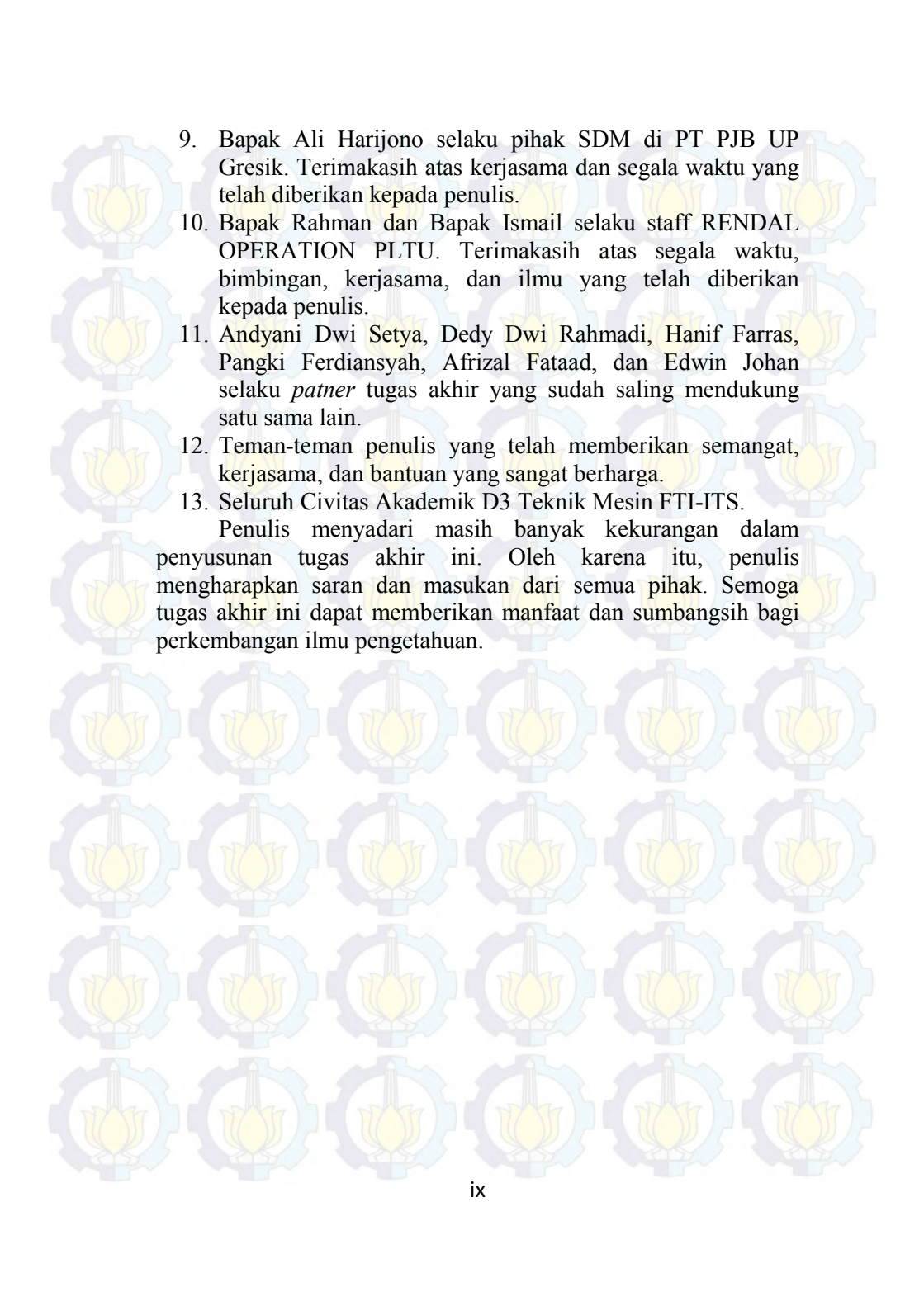


(Halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, petunjuk, dan rizkinya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dalam proses penyelesaian tugas akhir ini antara lain:

1. Bapak Giri Nugroho ST, MSc selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan ilmu-ilmu yang bermanfaat, saran, serta membimbing penulis. Terimakasih atas waktu dan kesabarannya dalam membimbing penulis.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT, selaku Ketua Program studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Terimakasih atas segala bantuan dan motivasinya.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku koordinator tugas akhir program studi D3 Teknik Mesin.
4. Bapak Dr. Ir. Heru Hirmanto, MT, Ir. Joko Sarsetyanto, MT, Ir. Denny M.E. Soedjono, MT selalu dosen penguji. Terimakasih atas segala masukan dan saran yang diberikan kepada penulis.
5. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan D3 Teknik mesin ITS.
6. Ibu Rita Sundari dan Bapak M. Suef Suyanto selaku orangtua yang tidak pernah berhenti berdoa, dan selalu memberikan dukungan serta nasehat agar berusaha dan pantang menyerah. Terimakasih atas inspirasi dan kasih sayang yang selalu diberikan demi kesuksesan penulis.
7. Ahmad Ryan Andriansyah dan Adiati Riza Adila selaku saudara kandung yang selalu mendukung penulis. Terimakasih atas doanya.
8. Bapak Kurniawan Dwi H. selaku pembimbing di PLTU PT PJB UP Gresik. Terimakasih atas segala waktu, bimbingan, dan ilmu yang telah diberikan kepada penulis.

- 
9. Bapak Ali Harijono selaku pihak SDM di PT PJB UP Gresik. Terimakasih atas kerjasama dan segala waktu yang telah diberikan kepada penulis.
 10. Bapak Rahman dan Bapak Ismail selaku staff RENDAL OPERATION PLTU. Terimakasih atas segala waktu, bimbingan, kerjasama, dan ilmu yang telah diberikan kepada penulis.
 11. Andyani Dwi Setya, Dedy Dwi Rahmadi, Hanif Farras, Pangki Ferdiansyah, Afrizal Fataad, dan Edwin Johan selaku *patner* tugas akhir yang sudah saling mendukung satu sama lain.
 12. Teman-teman penulis yang telah memberikan semangat, kerjasama, dan bantuan yang sangat berharga.
 13. Seluruh Civitas Akademik D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
TITLE PAGE	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xvi
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Manfaat penelitian	2
1.5 Batasan Masalah	3
1.6 Metode Penulisan	3
1.7 Sistematika Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Definisi Boiler	7
2.2 Klasifikasi Boiler	8
2.3 Spesifikasi Boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik ..	10
2.4 Sistem Kerja dan Komponen Utama Boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik	12
2.4.1 Sirkulasi Air pada Boiler	13
2.4.2 Sistem Uap pada Boiler	15
2.4.3 Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler	17
2.4.4 Sistem Bahan Bakar pada Boiler	19
2.5 Alat Bantu Boiler	20
2.6 Proses Pembakaran Bahan Bakar	21
2.6.1 Dasar-Dasar Pembakaran	21
2.6.2 Reaksi Kimia Pembakaran	23
2.6.3 Kebutuhan Udara Bahan Bakar	23
2.6.4 Kebutuhan Udara Lebih (<i>Excess Air</i>)	25

2.7	Analisis Thermodinamika	26
2.7.1	Siklus Renkine	26
2.7.2	<i>Control Volume</i> pada Konduksi <i>Steady State</i>	27
2.8	Perpindahan Panas.....	28
2.8.1	Persamaan Dasar Perpindahan Panas	28
2.8.2	Perpindahan Panas Konveksi	28
2.8.2.1	Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa	29
2.8.2.2	Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam Pipa	32
2.8.2.3	<i>Overall Heat Transfer (U)</i>	34
2.8.2.4	<i>Log Mean Temperature Difference</i> (LMTD)	34
2.8.2.5	<i>Effectiveness Number of Transfer Unit</i> (NTU)	36
 BAB III METODOLOGI		
3.1	Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	39
3.2	Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir ..	40
3.2.1	Tahap Identifikasi	40
3.2.2	Tahap Pengambilan Data dan Analisa	40
3.2.3	Tahap Penarikan Kesimpulan dan Saran	41
3.3	Diagram Alir Perhitungan Teori Pembakaran Bahan Bakar	42
3.4	Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa	43
3.5	Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa	44
3.6	Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Laju Perpindahan Panas pada Final Superheater Tube	45
3.7	Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Persentase Beban Panas	46
3.8	Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Efektivnes Pada Final Superheater Tube	47

BAB IV ANALISIS DAN PERHITUNGAN

4.1	Data Spesifikasi dan Komposisi Bahan Bakar pada Boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik	49
4.1.1	Spesifikasi <i>Size Final Superheater Tube</i> dan Boiler	49
4.1.2	Komposisi Kimia Bahan Bakar	50
4.1.3	Analisis Kondisi Gas Buang pada Boiler	50
4.1.4	Data-Data Pendukung untuk Perhitungan Perpindahan Panas	51
4.2	Analisis Proses Pembakaran Bahan Bakar <i>Natural Gas</i>	52
4.2.1	Perhitungan Kebutuhan Udara Pembakaran	52
4.2.2	Analisis pada <i>Flue Gas</i> Hasil Pembakaran	56
4.3	Perhitungan Laju Perpindahan Panas	57
4.3.1	Properties <i>Steam</i>	57
4.3.2	Properties <i>Flue Gas</i>	58
4.3.3	Perhitungan Temperatur Keluar <i>Flue Gas</i>	59
4.3.4	Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_i)	60
4.3.5	Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_o)	61
4.3.6	Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Total (<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>)	65
4.3.7	Perhitungan <i>Log Mean Temperature Difference</i> (ΔT_{lm})	65
4.3.8	Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)	67
4.4	Perhitungan Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb}) dengan Penyerapan Panas <i>Final Superheater</i> (q)	68
4.5	Perhitungan Efektifnes pada Final Superheater Tube	69
4.6	Hasil Perhitungan pada Beban 85% dan Maksimum ..	70

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan	73
5.2	Saran	73

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIODATA PENULIS

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Spesifikasi <i>Size Final Superheater Tube</i> Boiler Unit 4	49
Tabel 4.2	Spesifikasi <i>Size Boiler Unit 4 (Cross Section Flue Gas)</i>	50
Tabel 4.3	Data Analisis Bahan Bakar Boiler PLTU Unit 4.....	50
Tabel 4.4	Data <i>Steam</i> pada <i>Final Superheater</i> PLTU Unit 4	51
Tabel 4.5	Data <i>Flue Gas</i> pada <i>Final Superheater</i> PLTU Unit 4	51
Tabel 4.6	Unsur-Unsur Reaksi Kimia	52
Tabel 4.7	Properties Masing-Masing Gas pada Beban 55%	59
Tabel 4.8	Properties Pr_{surface}	64



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Fire Tube Boiler</i>	8
Gambar 2.2	<i>Water Tube Boiler</i>	9
Gambar 2.3	Boiler Unit 4 PT PJB UP Gresik	11
Gambar 2.4	<i>Economizer Tube</i>	13
Gambar 2.5	<i>Steam Drum Boiler Unit 4</i>	14
Gambar 2.6	<i>Superheater Tube Boiler Unit 4</i>	16
Gambar 2.7	<i>Reheater Tube Boiler Unit 4</i>	17
Gambar 2.8	Sistem Udara Pembakaran dan Flue Gas	18
Gambar 2.9	Segitiga Pembakaran	21
Gambar 2.10	Siklus Renkine	26
Gambar 2.11	Aliran Fluida Melintasi <i>Aligned Tube Banks</i> dan <i>Staggered Tube Banks</i>	29
Gambar 2.12	Susunan <i>Tube Aligned</i> dan <i>Staggered</i>	31
Gambar 2.13	Faktor Koreksi	35
Gambar 2.14	Perumusan Efektivitas	37
Gambar 3.1	Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	39
Gambar 3.2	Diagram Alir Perhitungan Pembakaran Bahan Bakar	42
Gambar 3.3	Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa	43
Gambar 3.4	Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa	44
Gambar 3.5	Diagram Alir Perhitungan Laju Perpindahan Panas	45
Gambar 3.6	Diagram Alir Perhitungan Persentase Beban Panas	46
Gambar 3.7	Diagram Alir Perhitungan Efektivitas	47
Gambar 4.1	<i>Body Diagram Final Superheater Tube</i>	63
Gambar 4.2	Tahanan <i>Thermal</i>	63
Gambar 4.3	Nilai Faktor Koreksi pada Beban 55%	67



(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan listrik setiap tahunnya mengalami kenaikan yang pesat seiring pertumbuhan penduduk khususnya di Indonesia, maka instalasi-instalasi pembangkit di Indonesia khususnya PT PJB UP Gresik dapat menyediakan energi listrik yang mudah dijangkau. Dalam sistem pembangkitan terdapat peralatan-peralatan utama dalam proses konversi energi panas dari bahan bakar menjadi energi kinetik uap yang bertekanan dan bertemperatur tertentu seperti boiler. Energi kinetik uap tersebut digunakan untuk menggerakkan *steam turbine* yang seporos dengan *generator*, sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Oleh karena itu, unjuk kerja dan kemampuan boiler wajib untuk dijaga.

Boiler pada PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik merupakan peralatan utama dalam memproduksi uap sebagai sumber tenaga untuk melakukan proses pembangkitan energi listrik. Parameter unjuk kerja boiler seperti efisiensi tentu akan menurun bila dilihat dari usia pakainya. Hal ini disebabkan adanya pengaruh *lifetime* dari mesin, pengoperasian dan pemeliharaan boiler. Boiler yang mengalami penurunan unjuk kerja tentu saja memerlukan biaya pemeliharaan yang cukup banyak. Hal tersebut bisa terjadi karena adanya reparasi dan penggantian komponen pada boiler. Reparasi dan penggantian komponen dilakukan agar boiler dapat kembali ke performa terbaiknya. Peninjauan dari sisi operasional boiler yang mengalami penurunan unjuk kerja tentu akan dikompensir dengan kinerja yang lebih berat pada peralatan-peralatan pendukung sistem kerja boiler. Contohnya, FDF (*Force Draft Fan*) yang harus menyuplai kebutuhan udara pembakaran lebih banyak agar proses pembakaran di boiler berjalan dengan optimal dan beban *generator* yang dilayani dapat tercapai. Hal seperti ini tentunya tidak diinginkan karena dapat berimbas pada penurunan unjuk kerja peralatan-peralatan pendukung lain dan sangat berpotensi mengakibatkan penurunan daya unit pembangkit tersebut.

Oleh sebab itu, pada tugas akhir ini penulis melakukan analisis unjuk kerja boiler unit 4 dengan melakukan perhitungan perpindahan panas pada *final superheater tube* dengan menggunakan metode perhitungan *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) dan NTU. Sehingga dengan menggunakan metode ini dapat diketahui persentase perbandingan panas dari bahan bakar dengan panas yang diserap oleh *final superheater tube* dengan variasi pembebanan.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang diangkat dalam penyusunan tugas akhir ini adalah

1. Berapa laju perpindahan panas (q) pada *final superheater tube* yang dihasilkan dari boiler PLTU Unit 4 pada beban 55%, 85% dan maksimum?
2. Berapa besar persentase perbandingan panas yang dihasilkan bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas *final superheater* (q) pada beban 55%, 85% dan maksimum?
3. Berapa besar efektivitas *final superheater tube* pada beban 55%, 85% dan maksimum?

1.3 Tujuan Penelitian

Dengan mengacu pada latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah

1. Mengetahui laju perpindahan panas (q) pada *final superheater tube* yang dihasilkan dari boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik pada beban 55%, 85% dan maksimum.
2. Mengetahui persentase perbandingan panas yang dihasilkan bahan bakar (q_{bb}) dengan penyerapan panas *final superheater* (q) pada beban 55%, 85% dan maksimum.
3. Mengetahui besar efektivitas *final superheater tube* pada beban 55%, 85% dan maksimum.

1.4 Manfaat Penelitian

Dengan terselesaikannya tugas akhir ini diharapkan dapat menjadi bahan referensi bagi PT PJB UP Gresik agar dapat melakukan inovasi pada bidang pembangkitan, khususnya dalam

melakukan tindak lanjut untuk memperpanjang *life time* pada boiler PLTU unit 4.

1.5 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas tidak terlalu meluas dan tepat pada sasaran, maka penulis memberikan batasan masalah sebagai berikut:

1. Boiler yang akan dianalisa unjuk kerjanya adalah boiler IHI-FW SR *single drum* tipe pemanas ulang dan sirkulasi alami dengan sistem pembakaran gas (*gas firing*) pada PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik.
2. Bahan bakar boiler yang dibahas pada tugas akhir ini adalah gas alam (*natural gas*).
3. Pengambilan data dilakukan pada PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik.
4. Unjuk kerja boiler yang dianalisa adalah laju perpindahan panas pada *Final Superheater* menggunakan metode perhitungan *LMTD (Log Mean Temperature Difference)* dan *NTU* yang mengacu pada *Fundamental of Heat and Mass Transfer-Incropera: 1981*.
5. Kondisi aliran di dalam dan luar *tube* adalah *steady state*.
6. Perubahan Energi Kinetik dan Potensial diabaikan.
7. Hanya menganalisis perpindahan panas dari exhaust steam *secondary superheater*.
8. Analisis perpindahan panas menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference (LMTD)* dan *NTU*.
9. Material Final Superheater (*Carbon steel: STBA 24*) diasumsikan sebagai *carbon steel: plain carbon*.
10. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
11. Analisis korosi diabaikan.
12. Pressure drop diabaikan.

1.6 Metode Penulisan

Metode penulisan analisis efisiensi boiler pada PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik antara lain:

1. Studi Literatur

Untuk menambah wawasan perlu studi literatur dengan mempelajari buku-buku mengenai boiler, teknik pembakaran dan bahan bakar, atau karya ilmiah yang berhubungan dengan masalah yang dihadapi.

2. Konsultasi Dengan Dosen Pembimbing dan Mentor

Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi atau responsi dengan dosen pembimbing dan mentor di PT PJB UP Gresik.

3. Observasi Data

Melakukan observasi data-data melalui media internet dan dari hasil pengamatan langsung di PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik.

4. Analisa Data

Menghitung perpindahan panas dengan menggunakan buku referensi serta standart acuan yang berkaitan dengan perhitungan LMTD dan Efektivnes pada *final superheater tube*.

5. Membuat Kesimpulan

Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir, maka dapat diambil kesimpulan mengenai hasil dari analisa tersebut.

1.7 Sistematika Penulisan

Laporan Tugas Akhir ini terdiri dari lima bab yang berdasarkan dari penulisan-penulisan tertentu. Nantinya diharapkan agar pembaca lebih mudah dalam memahaminya. Sistematika penulisannya adalah sebagai berikut :

1. BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisikan tentang Latar Belakang, Perumusan Masalah, Tujuan Penelitian, Manfaat Penelitian, Batasan Masalah, Metode Penulisan, dan Sistematika Penulisan.

2. BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisikan tentang teori yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum yang berhubungan dengan boiler dan sistem kerjanya, siklus rankine PLTU, perpindahan panas khususnya secara konveksi, dan pembakaran dan bahan bakar.

3. BAB III METODOLOGI

Bab ini berisikan tentang tahapan dalam pengerjaan tugas akhir dan perhitungan-perhitungan untuk mendapatkan efisiensi maksimum boiler.

4. BAB VI PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisikan tentang perhitungan perpindahan panas pada *Final Superheater* dan efisiensi boiler PLTU Unit 4 di PT PJB UP Gresik.

5. BAB V PENUTUP

Bab ini berisikan tentang kesimpulan dari penyusunan tugas akhir dan saran untuk PT PJB UP Gresik serta untuk penelitian selanjutnya.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II DASAR TEORI

2.1 Definisi Boiler

Ketel Uap (Boiler) adalah salah satu peralatan utama pada PLTU yang tergolong sebagai bejana tekan. Boiler merupakan sebuah mesin konversi energi yang termasuk suatu kombinasi antara sistem-sistem dan peralatan yang digunakan. Boiler berfungsi untuk merubah air menjadi uap melalui proses pemanasan pada pipa-pipa penguap (*Evaporator tubes*) dengan sumber panas yang didapat dari proses kimia pembakaran bahan bakar di ruang bakar (*Furnace*). Energi termal yang dihasilkan dipindahkan ke fluida kerja berupa air (*Feedwater*) untuk memproduksi uap yang digunakan untuk beragam keperluan. Boiler sangat berperan penting dalam dunia industri, terlebih pada bidang pembangkitan. Hal ini pada umumnya dikarenakan boiler digunakan untuk mensuplai uap ke sebuah unit generator turbin uap sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Selain itu, boiler juga banyak digunakan di pabrik-pabrik gula dan kelapa sawit sebagai penyedia uap untuk berbagai proses, seperti: penggerak turbin uap untuk keperluan operasional di pabrik tersebut, *cleaning*, atomisasi minyak, pemanasan atau pengeringan bahan baku, hingga penguapan.

Terdapat tiga proses pemindahan panas dalam boiler, yaitu radiasi di ruang bakar, konveksi di ruang Air Heater, dan kombinasi radiasi dan konveksi di Superheater dan Reheater. Pemanasan awal dalam boiler terdapat pada *Low Pressure* (LP)-*High Pressure* (HP) Heater, Deaerator, dan Economizer yang memiliki tujuan efisiensi, yaitu air yang berasal dari kondensor (*hotwell*) yang hanya bertemperatur $\pm 45^{\circ}\text{C}$ dinaikkan menjadi 264°C (mendekati titik penguapan). Hal ini dilakukan agar meringankan kerja boiler sehingga konsumsi bahan bakar yang diperlukan untuk menguapkan air pada drum boiler sangatlah sedikit.

Selain itu, sistem kerja boiler terdiri dari sistem air umpan atau air pengisi boiler, sistem uap, sistem bahan bakar, sistem udara pembakaran, dan gas buang (UNEP, 2008). Sistem air

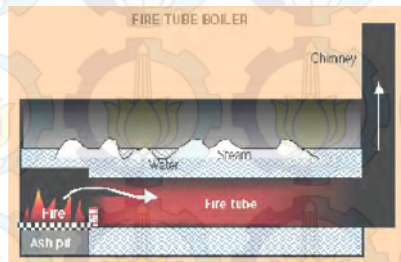
umpan menyediakan air untuk boiler secara otomatis sesuai dengan kebutuhan *steam*. Sistem uap memiliki fungsi untuk mengumpulkan dan mengontrol produksi uap dalam boiler. Sedangkan pada sistem bahan bakar yang merupakan semua peralatan digunakan dalam menyediakan bahan bakar untuk menghasilkan energi panas yang dibutuhkan. Contohnya, *coal handling system* pada boiler berbahan bakar batu bara, *oil handling system* pada boiler berbahan bakar minyak, dan *natural gas system* pada boiler berbahan bakar *natural gas*. Tidak hanya itu, sistem udara pembakaran dan gas buang merupakan semua peralatan yang digunakan dalam menyediakan udara sebagai suplai pembakaran serta membuang dan mengontrol gas hasil pembakaran ke atmosfer.

2.2 Klasifikasi Boiler

Berdasarkan daerah yang mengalami pemanasan, boiler dibedakan menjadi dua yaitu:

1. *Fire Tube Boilers*

Pada *fire tube boiler* gas panas hasil pembakaran mengalir melalui pipa-pipa yang dibagian luarnya diselimuti air sehingga terjadi perpindahan panas dari gas panas ke air dan air berubah menjadi *steam* yang relatif kecil dengan tekanan *steam* rendah sampai sedang.



Gambar 2.1 *Fire Tube Boiler*

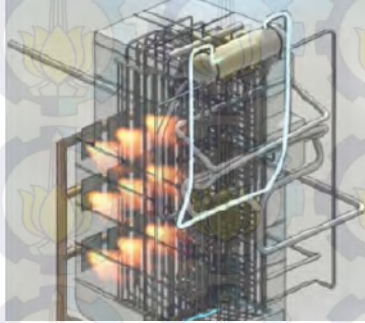
(sumber: *Boiler dan Pemanas Fluida Termis*, 2008)

Fire tube boiler kompetitif untuk kapasitas *steam* sampai 12.000kg/jam dengan tekanan sampai 18 kg/cm² (UNEP, 2008). Boiler jenis ini banyak digunakan di pabrik-pabrik gula karena tidak memerlukan tekanan uap yang tinggi. *Fire tube boiler* dapat

menggunakan bahan bakar minyak bakar, gas atau bahan bakar padat dalam operasinya.

2. **Water Tube Boiler**

Pada boiler jenis ini, air berada di dalam pipa sedangkan gas panas berada di luar pipa. Ketel pipa air dapat beroperasi dengan tekanan sangat tinggi (lebih dari 100 Bar).



Gambar 2.2 Water Tube Boiler

(sumber: PJB Power Plant Academy, 2012)

Ketel uap pipa air dapat bekerja optimal apabila sistem-sistem pendukungnya dapat beroperasi secara optimal pula serta sirkulasi air dan uap di dalam ketel juga berlangsung dengan baik. Boiler yang biasa digunakan pada instalasi pembangkitan tenaga listrik adalah jenis *water tube*.

Berdasarkan sumber panasnya boiler dibedakan menjadi dua, yaitu:

1. **Conventional Boiler**

Pada boiler konvensional sumber energi panas didapatkan dari hasil pembakaran bahan bakar, baik bahan bakar padat, cair maupun gas. Jenis-jenis boiler konvensional yang umumnya digunakan pada pembangkit listrik, antara lain:

- *Stocker Fired Boiler*

Boiler jenis *stocker*, pembakaran bahan bakarnya (batubara) ditempatkan diatas rantai seperti rantai tank yang bergerak di sepanjang tungku sehingga batubara terbakar.

- *PC (Pulverize Combustion) Boiler*

Boiler jenis ini pembakaran bahan bakarnya menggunakan batubara yang telah dihaluskan terlebih dahulu dengan menggunakan mesin *mill/pulverizer*, kemudian serbuk

batubara (*pulverized coal*) disemprotkan ke ruang bakar sehingga mengapung dan terbakar di tengah-tengah ruang bakar.

2. *Heat Recovery Steam Generator*

HRSG atau yang juga disebut boiler limbah panas/*waste heatboiler*, memanfaatkan panas sisa dari proses lain. Seperti halnya HRSG pada instalasi PLTGU yang memanfaatkan energi panas) dari gas buang turbin gas (dengan temperatur diatas 500°C untuk menguapkan *feedwater* yang mengalir pada pipa-pipa HRSG. Uap yang dihasilkan digunakan untuk memutar turbin yang satu poros dengan generator sehingga menghasilkan energi listrik yang dipararelkan dengan jaringan interkoneksi. (Giuma et al, 2010)

Berdasarkan sirkulasi airnya, boiler dibedakan menjadi dua yaitu:

1. *Sirkulasi Alami*

Boiler tipe sirkulasi alami merupakan boiler yang sirkulasi aliran airnya terjadi secara alamiah tanpa menggunakan pompa sirkulasi, yaitu dengan memanfaatkan perbedaan densitas antara sisi *downcomer* dengan sisi *waterwall tube*.

2. *Sirkulasi Paksa*

Pada boiler tipe sirkulasi paksa, sebuah pompa digunakan untuk mengatur *flow rate* dan perbedaan tekanan saat sirkulasi.

Berdasarkan dinding penyangganya boiler dibedakan menjadi dua yaitu :

- ***Bottom Supported***

Boiler yang menggunakan sandaran dinding dibawah atau terletak di tanah.

- ***Top Supported***

Boiler yang menggunakan sandaran dinding atap atau menggantung.

2.3 Spesifikasi Boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik

Pada awal (tahun 1988) boiler pada PLTU unit 1, 2, 3 dan 4 di desain untuk bahan bakar minyak. Pada tahun 1994 boiler dimodifikasi menjadi pembakaran bahan bakar gas (*gas firing*) maupun kombinasi keduanya, (Residual Oil) RO dan NG (*dual*

firing). Berikut merupakan spesifikasi boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik.



Gambar 2.3 Boiler Unit 4 PT PJB UP Gresik
(sumber: *Operasi Pembangkit PT PJB UP Gresik*, 2010)

Type	: IHI-FW SR single drum tipe pemanas.
	: ulangsirkulasi alami.
Reheat steam flow	: 523.000 kg/jam
Superheater outlet	: 173,8 kg/cm ² g x 541 ⁰ C
Reheat outlet	: 31,2 kg/cm ² g x 541 ⁰ C
Reheat inlet	: 32,9 kg/cm ² g x 316 ⁰ C
Fuel	: Main : Residual oil, NG
	: Warm-up : HSD oil
Temperatur udara luar	: 32 ⁰ C
Temperatur gas buang	: 131 ⁰ C
Tekanan udara luar	: 1atm
Tahun pembuatan	: 1987
Steam Generation	: 643.000 kg/hr
Kapasitas	: 643 ton/jam
Draft System	: Forced Draft
Negara pembuat	: Tokyo-Japan

Produksi : Ishikawajima-Harima, Heavy Industries Co.,Ltd

Berdasarkan pada tujuan dan konstruksinya boiler PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik memiliki spesifikasi antara lain:

- Boiler digunakan menggerakkan turbin untuk pembangkitan tenaga listrik
- Bisa menggunakan bahan bakar berupa minyak maupun gas
- Memiliki kapasitas uap sebesar 643000 kg/h
- *Outlet superheater* bertekanan 199 kg/cm², temperatur *outlet superheater* 541⁰C, dengan perakitannya dilakukan di PLTU UP Gresik dimana boiler tersebut akan digunakan.

Berdasarkan daerah yang mengalami pemanasan, boiler di PLTU Gresik Unit 4 termasuk tipe *water tube boiler*. Dimana terlihat jelas bahwa sirkulasi air pada boiler masuk melalui pipa *downcomer* dan *waterwall* serta panas hasil pembakaran dilewatkan melalui permukaan luar pipa tersebut.

Berdasarkan sumber panasnya boiler di PLTU Gresik Unit 4 termasuk tipe *conventional boiler* karena jenis boiler ini tidak memanfaatkan panas dari gas buang proses lain dan hanya menggunakan sumber panas dari pembakaran minyak residu atau gas alam saja.

Berdasarkan sirkulasi airnya boiler PLTU Gresik Unit 4 termasuk *natural circulation boiler*, karena sirkulasi airnya terjadi secara alamiah yaitu dengan memanfaatkan perbedaan densitas antara sisi *downcomer* dengan sisi *waterwall Tube*.

Berdasarkan dinding penyangganya boiler di PLTU Gresik Unit 4 termasuk *top supported boiler* karena menggunakan sandaran dinding atap atau menggantung.

2.4 Sistem Kerja dan Komponen Utama Boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik

Sistem kerja boiler terdiri dari sistem air, sistem uap, sistem bahan bakar, sistem udara pembakaran, dan gas buang. Dimana dalam setiap sistem kerja, terdapat komponen-komponen utama yang kinerjanya sangat berpengaruh terhadap unjuk kerja boiler tersebut.

2.4.1 Sirkulasi Air Pada Boiler

Boiler secara umum didesain untuk mengalirkan air dan atau uap air pada tube saat penyerapan panas. Agar boiler dapat menghasilkan uap air secara kontinyu, maka air harus bersirkulasi sepanjang *tube*. Ada dua cara yang biasa digunakan, yaitu sirkulasi alami (*natural/thermal circulation*) dan sirkulasi paksa (*forced circulation*).

2.4.1.1 Komponen Utama Boiler dalam Sirkulasi Air

1. *Economizer*

Economizer merupakan suatu alat yang berfungsi sebagai pemanas *Condensate water* sebelum sampai ke drum. Letak *Economizer* ada di dalam boiler bagian belakang atau sisi keluaran gas panas sehingga media pemanas *Economizer* adalah gas panas bekas pembakaran. Konstruksi *Economizer* berupa sekelompok pipa-pipa kecil yang disusun berlapis-lapis. Di bagian dalam pipa mengalir air pengisi yang dipompakan oleh *Boiler Feed Pump* (BFP) dan di bagian luar pipa mengalir gas panas hasil pembakaran yang terjadi di ruang bakar.



Gambar 2.4 *Economizer Tube* pada Boiler Unit 4 PT. PJB UP Gresik

(sumber: Rendar Har PT. PJB UP Gresik, 2013)

2. *Steam Drum*

Steam drum merupakan suatu alat yang digunakan untuk menampung air yang berasal dari *Economizer* yang akan dipanaskan pada pipa-pipa penguap (*water tube*) dan menampung uap air dari pipa-pipa sebelum dialirkan ke *Superheater tube*. *Steam drum* ini berfungsi untuk memisahkan air dan uap dengan metode *siklus air natural*. Siklus dari metode ini yaitu air akan

bersirkulasi akibat adanya perbedaan berat jenis dimana air yang temperaturnya lebih rendah akan turun. Sedangkan air yang memiliki temperatur lebih tinggi akan naik ke drum sambil melepaskan uapnya untuk dipisahkan antara uap dan airnya dengan menggunakan *separator*, *sevron*, dan *dryer*.

Tidak hanya itu, *steam drum* juga tidak luput dari fungsinya untuk mengatur kualitas air pada boiler dengan membuang kotoran yang terlarut ke dalam *Continuous Blow Down* (CBD). Selain mengatur kualitas air, pada *steam drum* harus dijaga perbandingan antara air dengan uapnya. Jika level ketinggian air dibawah standar atau perbandingan air lebih kecil dari uapnya, maka akan terjadi *over heating* pada pipa boiler dan dapat mengakibatkan pipa-pipa di dalam boiler pecah. Sedangkan jika perbandingan air lebih besar dari uapnya maka dikhawatirkan uap yang dihasilkan dari boiler masih mengandung butir-butir air. Jika butir-butir air tersebut menabrak sudu-sudu turbin yang bergerak bersamaan dengan uap panas yang memiliki tekanan tinggi, maka sudu-sudu turbin bisaberlubang bahkan rusak.



Gambar 2.5 *Steam Drum* Boiler Unit 4 di PT. PJB UP Gresik
(sumber: Rendal Har PT. PJB UP Gresik, 2013)

Pengaturan level di dalam *steam drum* dilakukan dengan mengatur besarnya pembukaan *Flow Control Valve*. Agar *steam drum* tetap terjaga keamanannya maka dipasangkan alarm untuk *high level* dan *low level* serta *trip* untuk *very low level* dan *very high level*. Dalam memonitor level air di dalam boiler dapat dilakukan dengan menggunakan peralatan *level gauge* atau *level indicator* yang terdapat di dekat *steam drum* (lokal), atau dengan cara *remote* (jarak jauh) di *control room* juga dicatat pada *level recorder*.

Uap yang terkumpul di dalam *steam drum* akan mengalir ke arah puncak melewati *steam separator* dan *screen dryer* lalu keluar dari dalam drum dalam keadaan kering menuju *superheater* dan akhirnya ke turbin. Butir-butir air yang terpisah dari uap akan jatuh dan bersirkulasi kembali bersama air yang baru masuk (*feedwater*).

3. **Blowdown**

Blowdown berfungsi untuk mengurangi kandungan zat dan impuritis air. Untuk mengetahui kandungan zat dan impuritis air dapat dilakukan pengambilan *sample* di tengah boiler dengan cara kontinyu atau terputus-putus. Menentukan *volumeblowdown* tergantung dari tingkat pencemaran, laju pencemaran, dan target konsentrasi yang dapat diperoleh dari perhitungan atau pembacaan grafik.

4. **Riser Tube (Tube Wall) dan Down Comer**

Di dalam *tube wall* atau *water wall tube* terdapat air yang bersirkulasi dari *steam drum* melalui *down comer* dan *low header*. Panas yang dihasilkan dari proses pembakaran di dalam *furnace* sebagian diberikan kepada air yang ada di dalam *wall tube* sehingga air berubah menjadi uap.

Sedangkan pada *downcomer* merupakan pipa yang berukuran besar, menghubungkan bagian bawah *steam drum* dengan *lower header*. *Downcomer* (pipa turun) tidak terkena panas secara langsung dari ruang bakar. Dan untuk menghindari kerugian panas yang terbuang pada *downcomer*, maka *downcomer* diberi isolasi.

5. **Header**

Dari header air akan masuk ke *wall tube (riser)* untuk diubah menjadi uap dan kembali ke Boiler. *Header (low header)* merupakan tempat penampungan air yang berasal dari *down comer*.

2.4.2 Sistem Uap pada Boiler

2.4.2.1 Komponen Utama Sistem Uap Boiler

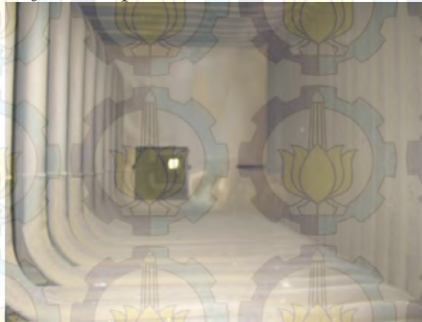
1. **Superheater**

Superheater merupakan alat yang digunakan untuk memanaskan uap lanjut saturasi sampai dihasilkan uap yang

benar-benar kering (*steam superheat*). Maksud dibuatkannya uap kering adalah agar sudu-sudu tidak terkikis oleh butiran-butiran air (sudu turbin rusak).

Aliran sirkulasi uap yang terjadi adalah sebagai berikut:

- Uap jenuh dari *steam drum* dialirkan ke *primary superheater*.
- Uap yang dipanaskan ini selanjutnya mengalir ke *secondary superheater* yang terletak pada bagian gas sangat panas.
- Kemudian dari *secondary superheater*, uap mengalir ke turbin tekanan tinggi. Pada beberapa boiler untuk pemanas lanjutnya menggunakan *primary superheater*, *secondary superheater*, *final superheater*.



Gambar 2.6 *Superheater Tube* pada Boiler Unit 4 PT. PJB UP Gresik

(sumber: Rendal Har PT. PJB UP Gresik, 2013)

2. *Reheater*

Reheater merupakan suatu alat yang digunakan untuk memanaskan (menaikan) kembali temperatur uap *superheater* setelah melakukan kerja memutar sudu turbin sisi tekanan tinggi (*High Pressure Turbine*). Uap *superheater* yang bertekanan 166 kg/cm² dan bertemperatur 535°C ini, setelah memutar sudu turbin HP maka tekanannya hanya tinggal 31 kg/cm² dan temperaturnya 314°C. Uap bekas turbin HP tersebut telah kehilangan energi panasnya, untuk memperoleh energi panasnya kembali maka dilakukan perlakuan *reheater* sehingga uap tersebut memperoleh panasnya kembali (temperatur: 536°C dan tekanan: 31 kg/cm²) untuk memutar sudu turbin IP yang kemudian diteruskan ke sudu turbin LP.

Uap *superheater* yang berasal dari turbin tekanan tinggi, kembali ke *steam generator* (boiler), untuk mendapatkan panas dalam *reheater*, kemudian setelah dipanaskan di *reheater*, uap tersebut mengalir ke turbin tekanan *intermediate*.



Gambar 2.7 *Reheater Tube* pada Boiler Unit 4 PT. PJB UP Gresik

(sumber: Randal Har PT. PJB UP Gresik, 2013)

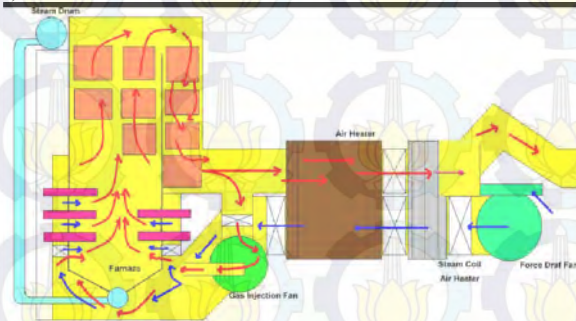
2.4.3 Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler

Pada boiler PLTU PT. PJB UP Gresik menggunakan bahan bakar NG (*Natural Gas*) sebagai bahan bakar utama untuk proses pembakaran di *furnace*. Selain itu digunakan pula *residual oil* sebagai bahan bakar cadangan yang digunakan saat keadaan *emergency* apabila terjadi gangguan teknis pada *line gas* atau pendistribusian NG pada UP Gresik.

Bahan bakar gas (NG) dipasok melalui pipa bawah laut yang berasal dari Sumur Gas Pagerungan dan Madura Utara yang kemudian bahan bakar tersebut langsung disalurkan melalui pipa-pipa gas ke *burner*. Bahan bakar tersebut bereaksi dengan udara pembakaran di dalam *furnace* boiler yang disuplai dengan FDF kemudian dipanaskan terlebih dahulu ke *Steam Coil Air Heater* (SCAH) lalu ke *Air Heater*. Setelah itu udara bereaksi dengan bahan bakar di dalam *furnace* serta nyala api *burner* sehingga terjadi proses pembakaran.

Pembakaran tersebut menghasilkan *flue gas* yang digunakan untuk memanaskan pipa-pipa *final superheater*, *secondary superheater*, *primary superheater*, dan *reheater*. Karena temperatur *flue gas* masih tinggi untuk peningkatan efisiensi, maka *flue gas* tersebut digunakan sebagai media

pemanas fluida kerja pada *economizer* dan *air heater*. GIF (*Gas Injection Fan*) berfungsi menginjeksikan sebagian *flue gas* ke dalam udara pembakaran yang akan masuk ke *furnace*. Selanjutnya setelah melewati *air heater*, *flue gas* akan dibuang ke atmosfer melalui *stack*. Komponen utama dalam sistem udara pembakaran dan *flue gas* pada boiler antara lain: *Force Draft Fan* (FDF), *Steam Coil Air Heater* (SCAH), *Air Heater*, *Gas Injection Fan* (GIF).



Gambar 2.8 Sistem Udara Pembakaran dan Flue Gas pada Boiler Unit 4 PT. PJB UP Gresik
(sumber: Randal Operation PT. PJB UP Gresik)

2.4.3.1 Komponen Utama Sistem Udara Pembakaran dan Gas Buang Boiler

1. *Force Draft Fan*

Merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk memasok atau menyuplai udara pembakaran yang akan digunakan untuk proses pembakaran pada ruang bakar (*furnace*).

2. *Steam Coil Air Heater*

Suatu peralatan yang digunakan untuk memanaskan udara pembakaran sebelum menuju atau masuk ke *air heater* dengan tujuan agar perbedaan nilai temperatur udara masuk *air heater* dengan elemen pemanas *air heater* tidak terlalu tinggi serta mencegah korosi pada sisi *cold end* akibat adanya pengendapan *sulphur*. Dalam hal ini dibatasi $\geq 115^{\circ}\text{C}$ (*dew point sulphur*). (Tim Air Heater PLTU Gresik, 2007:11)

3. *Air Heater*

Suatu peralatan *heat exchanger* yang digunakan untuk memanaskan udara pembakaran sebelum digunakan untuk proses pembakaran pada ruang bakar dengan memanfaatkan media pemanas dari gas bekas yang temperaturnya masih cukup panas.

4. *Windbox*

Merupakan peralatan yang berfungsi sebagai pengumpul udara pembakaran sebelum didistribusikan ke *burner*. *Windbox* dilengkapi dengan damper untuk mengatur udarapembakaran yang akan masuk ke *burner*.

5. *Stuck*

Merupakan peralatan terakhir yang dilewati oleh gas buang hasil pembakaran di boiler. Gas buang tersebut kemudian mengalir ke atmosfer.

2.4.4 Sistem Bahan Bakar pada Boiler

Pada PLTU PT. PJB UP Gresik, bahan bakar utama untuk boilernya adalah *natural gas* (NG) yang dipasok melalui pipa bawah laut yang berasal dari sumur gas Pagerungan (ARCO) dan dari Madura Utara (KODECO) serta juga disuplai dari 3 perusahaan lain yaitu MKS, PHE, PGN SAKA yang kemudian dicampur jadi satu. Bahan bakar tersebut kemudian langsung disalurkan ke *burner-burner* yang ada di *furnace* boiler melalui *line gas*/pipa-pipa penyalur NG. Pengendalian tekanan gas yang akan masuk ke *burner* diatur oleh PCV (*Pressure Control Valve*) dan pengukuran flow bahan bakar digunakan *flowmeter* dengan sensor elektronik tipe OVAL EL 4501 sehingga pembacaan *flow* bahan bakar dapat ditampilkan pada *display* yang ada di CCR PLTU.

2.4.4.1 Komponen Utama Sistem Bahan Bakar Boiler

1. *Pressure Control Valve*

Pressure control valve (PCV) merupakan sebuah *valve* yang berfungsi untuk mengendalikan tekanan bahan bakar yang akan masuk ke ruang bakar, sekaligus juga sebagai pengaman. Dalam mengendalikan tekanan bahan bakar, PCV bekerja berdasarkan indikator seperti beban yang dilayani oleh unit,

temperatur *mainsteam*, nyala api burner, dan tekanan pada ruang bakar.

2. Ruang Bakar (*Furnance*)

Ruang bakar adalah bagian dari boiler yang berfungsi untuk tempat berlangsungnya proses pembakaran antara bahan bakar dan udara.

3. *Igniter*

Igniter adalah alat yang berfungsi sebagai penyalat awal/pemantik *burner*. Dimana *Igniter* ini menggunakan media bahan bakar HSD (minyak solar) dan proses pengabutannya menggunakan udara *service* dari (*service air compressor*) dengan tekanan tertentu pula.

4. *Burner*

Burner merupakan alat pembakaran bahan bakar (*Natural Gas*, HSD Oil, *Residual Oil*) dan udara pembakaran di dalam ruang bakar boiler secara terus menerus dengan tekanan dan temperatur tertentu. *Burner* juga berfungsi sebagai pengabutan bahan bakar dengan cara menggunakan *steam atomizing* atau uap pengabut sehingga didapatkan atom-atom campuran bahan bakar yang mudah terbakar dan pembakaran dalam ruang bakar boiler berjalan dengan optimal.

2.5 Alat Bantu Boiler

1. *Soot Blower*

Sootblower merupakan peralatan yang berfungsi untuk membersihkan deposit/jelaga dengan menggunakan *steam*. Uap yang digunakan untuk pembersihan jelaga biasanya diambil langsung dari boiler, yaitu dari sisi keluar *primary superheater* atau dari sisi masuk *reheater*. Namun, uap dari boiler bantu (*auxiliary boiler*) pun juga dapat digunakan. (A. Cahyono, 2012)

2. *Safety Valve*

Safety valve berfungsi untuk melindungi dari bahaya tekanan berlebih pada uap boiler, melindungi perpipaan, dan alat-alat proses dari kelebihan tekanan. *Safety valve* merupakan jenis *valve* yang mekanismenya secara otomatis melepaskan uap dari boiler, ketika tekanan atau temperaturnya melebihi batas yang telah ditetapkan.

3. *Gas Injection Fan (GIF)*

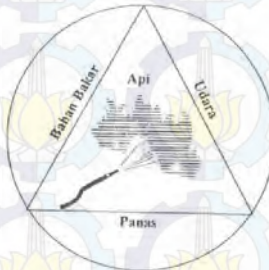
Peralatan yang digunakan untuk menginjeksikan gas panas kedalam udara bakar sehingga udara bakar dan gas panas tersebut bercampur. Adapun tujuan dari pencampuran ini adalah untuk meningkatkan efisiensi yakni dengan jalan mengambil sebagian gas panas yang akan keluar ke cerobong dan diinjeksikan kedalam udara bakar sehingga volume dan temperatur udara bakar tersebut akan bertambah.

4. *Flame Detector Cooling Fan*

Peralatan yang digunakan untuk mendinginkan alat-alat *detector* atau alat-alat sensor pembakaran, karena pada umumnya semua peralatan sensor yang ada pada boiler bekerja pada daerah yang bertemperatur tinggi, misalkan kamera yang digunakan untuk melihat bentuk nyala api *burner*, *flame detector* yang digunakan untuk mensensor adanya penyalaan api dan lain-lainnya.

2.6 Proses Pembakaran Bahan Bakar

Pembakaran adalah reaksi kimia yang terjadi antara material yang dapat terbakar dengan oksigen pada volume dan temperatur tertentu. Pembakaran akan terjadi bila ada 3 sumber yaitu: bahan bakar, oksigen dan sumber nyala/panas.



Gambar 2.9Segitiga Pembakaran
(sumber: PLN Udiklat Suralaya, 2008)

2.6.1 Dasar-Dasar Pembakaran

Kecepatan pembakaran dan efisiensi pembakaran tergantung pada “tiga T” (PLN Udiklat Suralaya, 2008), yaitu:

1. Time

Setiap reaksi kimia memerlukan waktu tertentu untuk pembakaran, bahan bakar harus diusahakan tetap berada pada zona pembakaran di dalam ruang bakar pada waktu yang cukup agar seluruh bahan bakar dapat terbakar dengan sempurna.

2. Temperatur

Agar proses pembakaran suatu zat dapat terjadi, maka temperatur dari zat tersebut harus berada pada suatu hargatertentu yang cukup untuk memulai terjadinya reaksi pembakaran. Harga temperatur ini tergantung pada komposisi kimia dari masing-masing zat dan temperatur ini disebut sebagai “temperatur penyalaaan”. Karena itu temperatur ruang bakar boiler harus cukup tinggi guna menjamin campuran bahan bakar dan udara dapat mencapai temperatur penyalaaannya pada zona/daerah pembakaran.

3. Turbulensi

Oksigen didalam udara yang dialirkan ke ruang bakar ada kemungkinan dapat langsung mengalir ke cerobong tanpa kontak dengan bahan bakar. Hal semacam ini dapat dihindari dengancara memusarkan aliran udara. Turbulensi udara akan membentuk pencampuran yang baik antara udara dan bahan bakar sehingga akan diperoleh proses pembakaran yang sempurna.

Oleh karena itu faktor T tersebut harus selalu dijaga sebab:

- Bila temperatur ruang bakar lebih rendah dari temperatur penyalaaan campuran, maka campuran tidak akan terbakar dengan baik, bahkan dapat mematikan nyala api (*flame failure*)
- Bila hembusan yang terlalu kuat pada sisi masuk ruang bakar, turbulensi yang kurang baik, serta ukuran partikel bahan bakar yang terlalu besar maka akan menghasilkan pembakaran yang kurang sempurna di dalam ruang bakar. Artinya, bahan bakar yang belum sempat terbakar di ruang bakar akan terbakar di luar zona pembakaran boiler. Komplikasi selanjutnya adalah bahwa campuran bahan bakar

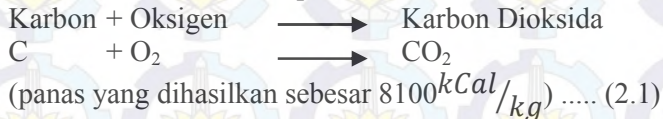
dan udara pada ruang bakar volumenya besar, sehingga dapat membentuk campuran kurus (*weak mixture*) yang akan meningkatkan terjadinya ledakan.

2.6.2 Reaksi Kimia Pembakaran

Dalam proses pembakaran, unsur-unsur dalam bahan bakar yang dapat membentuk reaksi pembakaran dengan oksigen adalah Carbon, Hidrogen dan Sulfur. Karena itu proses pembakaran bahan bakar tidak lain adalah terbentuknya reaksi pembakaran antara ketiga unsur tersebut dengan oksigen. Reaksi pembakaran untuk ketiga unsur tersebut adalah sebagai berikut:

- Reaksi pembakaran karbon

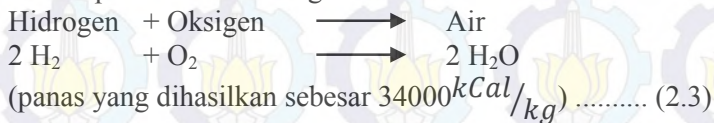
- Pembakaran karbon sempurna



- Pembakaran karbon tidak sempurna



- Reaksi pembakaran hidrogen



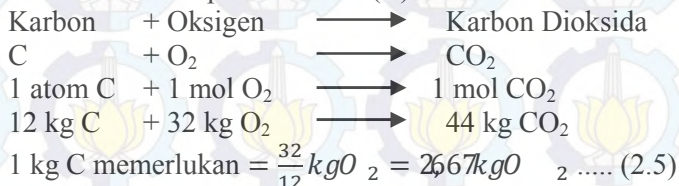
- Reaksi pembakaran sulfur



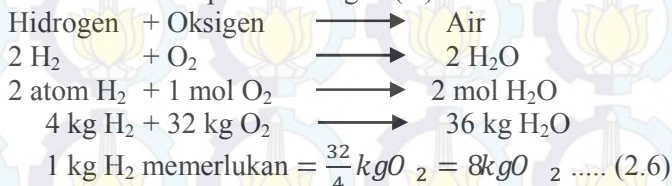
2.6.3 Kebutuhan Udara Bahan Bakar

Jika susunan bahan bakar diketahui, maka dapat dihitung jumlah kebutuhan udara pembakaran untuk pembakaran yang sempurna (Ir.M.J. Djokosetyardjo, 2003:71)

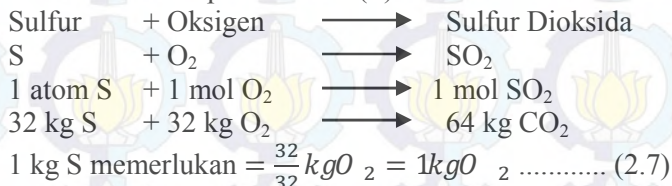
- Pembakaran sempurna karbon (C)



- Pembakaran sempurna hidrogen (H)



- Pembakaran sempurna sulfur (S)



Kebutuhan O₂ teoritis adalah jumlah O₂ teoritis yang diperlukan oleh karbon, O₂ teoritis yang diperlukan oleh hidrogen dan O₂ teoritis yang diperlukan oleh sulfur.

$$O_{2\text{teoritis}} = (2,667C + 8H + S) \text{ kg} \dots\dots\dots (2.8)$$

Tetapi biasanya didalam bahan bakar juga terdapat sedikit oksigen dan dianggap akan bereaksi dengan hidrogen dalam bahan bakar tersebut. Karena itu hidrogen yang bereaksi dengan oksigen yang berasal dari udara akan berkurang sebanyak $\frac{O}{8}$, sehingga kebutuhan oksigen teoritis total menjadi:

$$O_{2\text{teoritis}} = \left[2,667C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right) + S \right] \text{ kg} \dots\dots\dots (2.9)$$

Karena 100 kg udara mengandung 23,2 kg O₂, maka 1 kg oksigen dikandung dalam 4,31034 kg_{udara}, sehingga kebutuhan udara teoritis (TA) dapat dihitung dengan persamaan:

$$TA = \left[\frac{C}{12} + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] kg \dots\dots\dots (2.10)$$

dimana:

- C : % karbon per kg bahan bakar
- H : % hidrogen per kg bahan bakar
- O : % oksigen per kg bahan bakar
- S : % sulfur per kg bahan bakar

2.6.4 Kebutuhan Udara Lebih (Excess Air)

Dalam prakteknya, pembakaran sempurna dengan udara teoritis sangat sulit dicapai karena pada kenyataannya, disebabkan oleh beberapa faktor bahwa tidak semua oksigen dapat bertemu dan bereaksi dengan unsur-unsur dalam bahan bakar. Karena itu, untuk menjamin terlaksananya proses pembakaran sempurna, maka diberikan sejumlah udara lebih (*excess air*).

Tetapi jika *excess air* terlalu tinggi maka akan membawa panas keluar cerobong dan jumlah udara harus merupakan kompromi antara bertujuan untuk menciptakan pembakaran sempurna serta usaha untuk mengurangi kerugian panas ke cerobong sekecil mungkin. Pemberian udara lebih, yakni dengan memasukkan lebih banyak udara kedalam ruang bakar akan mengurangi kerugian panas dalam hal kerugian karbon yang tidak terbakar. Tambahan oksigen akan bereaksi dengan karbon sehingga akan menurunkan kadar karbon dalam abu. Selain itu juga akan mengurangi kandungan CO dalam gas buang, sehingga mengurangi kerugian gas yang tidak terbakar. Jika udara lebih ditingkatkan lagi, kerugian pembakaran akan menurun tetapi keuntungan tersebut akan dikompensir oleh kenaikan daya fan serta peningkatan kehilangan panas karena gas buang (PLN Udiklat Suralaya, 2008:46). *Excess air* dapat diketahui dengan rumus:

$$\%EA = \frac{AA - TA}{TA} \times 100\% \dots\dots\dots (2.11)$$

atau jika kadar CO₂ dalam flue gas dapat terdeteksi, maka *excess air* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\%EA = \left[\frac{\%CO_{2\text{ teoritis}}}{\%CO_{2\text{ sebenarnya}}} - 1 \right] \times 100\% \dots\dots\dots (2.12)$$

Dimana:

$$AA = TA \times \left[\frac{\%CO_{2\text{ teoritis}}}{\%CO_{2\text{ sebenarnya}}} \right] \dots\dots\dots (2.13)$$

$$\% \text{ volume } CO_{2\text{ teoritis}} = \frac{molCO_2}{molCO_2 + molN_2} \times 100\% \dots\dots\dots (2.14)$$

Keterangan:

EA : *excess air* (kebutuhan udara lebih)

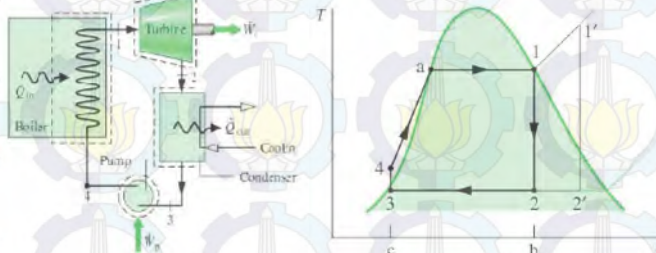
AA : *actual air* (udara sebenarnya)

TA : *theoretical air* (kebutuhan udara teoritis)

2.7 Analisis Termodinamika

2.7.1 Siklus Rankine

Siklus rankine adalah siklus termodinamika yang mengubah energi termal menjadi kerja. Panas disuplai secara eksternal pada aliran tertutup, yang biasanya menggunakan air sebagai fluida kerjanya.



Gambar 2.10 Siklus Rankine
(Moran-Saphiro: *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*)

Siklus rankine yang digunakan dalam instalasi pembangkit daya jauh lebih rumit dibandingkan siklus rankine ideal asli yang sederhana. Siklus ini merupakan siklus yang paling banyak digunakan untuk pembangkit listrik dewasa ini, terutama pada PLTU. Siklus ini terdiri dari 4 proses, yaitu:

Proses 1-2 : Ekspansi isentropik dari fluida kerja melalui turbin, dari uap jenuh pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondenser.

Proses 2-3 : Pelepasan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondenser (uap air dikondensasikan menjadi air (*saturated liquid*) pada titik 3).

Proses 3-4 : Kompresi isentropik dalam pompa menuju ke kondisi 4, yaitu dalam daerah campuran hasil kompresi.

Proses 4-1 : Pemasukan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui boiler untuk menyelesaikan siklus (air pada kondisi cair jenuh dipanaskan hingga kondisi uap jenuh pada titik 1).

2.7.2 *Control Volume pada Kondisi Steady State*

Walaupun dalam suatu sistem pembangkit peralatan-peralatan utama seperti boiler, turbin, kondenser, dan pompa dimana terdapat aliran massa, secara prinsip dapat dianalisis dengan mempelajari sejumlah tertentu dari zat (sistem tertutup) pada saat mengalir melalui peralatan itu, tetapi pada umumnya lebih mudah untuk mengambil satu daerah dalam ruang dimana massa mengalir melaluinya (volume atur).

Untuk memudahkan perhitungan *control volume* biasa dihitung pada kondisi *steady* yaitu kondisi ideal dimana semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Begitu pula pada laju aliran massa, dan laju perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu. Hal ini digambarkan dalam persamaan berikut:

$$\Sigma \dot{m}_i = \Sigma \dot{m}_o \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana;

i merupakan sisi masuk dan e merupakan sisi keluar. Dari persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$. Laju perpindahan energi pada kondisi *steady* dapat dituliskan sebagai berikut.

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \Sigma \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_1^2}{2} + g z_i \right) - \Sigma \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_2^2}{2} + g z_e \right) \dots\dots\dots (2.16)$$

Dan mengingat $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$ maka persamaan menjadi

$$0 = \frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} + (h_i - h_e) - \left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right) + g(z_i - z_e) \dots\dots (2.17)$$

Dimana:

\dot{Q} = Beban Pemanasan (W)

\dot{m} = Laju aliran massa ($\frac{kg}{s}$)

h = Koefisien konveksi ($\frac{kJ}{kg}$)

2.8 Perpindahan Panas

2.8.1 Persamaan Dasar Perpindahan Panas

Berdasarkan hukum termodinamika pertama dengan kondisi open sistem, *steady state*, *steady flow*, energi potensial, dan energi kinetik diabaikan didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\delta Q = \dot{m} di \dots\dots\dots (2.18)$$

Jika fluida tidak diikuti perubahan fase dan memiliki *specific heat* yang konstan maka $di = C_p dT_i$, sehingga persamaan menjadi

$$\delta Q = (\dot{m} C_p)_h (T_{hi} - T_{ho}) \dots\dots\dots (2.19)$$

$$\delta Q = (\dot{m} C_p)_c (T_{co} - T_{ci}) \dots\dots\dots (2.20)$$

Dimana:

T_{hi} : Temperatur inlet fluida panas (K)

T_{ho} : Temperatur outlet fluida panas (K)

T_{co} : Temperatur inlet fluida dingin (K)

T_{ci} : Temperatur outlet fluida dingin (K)

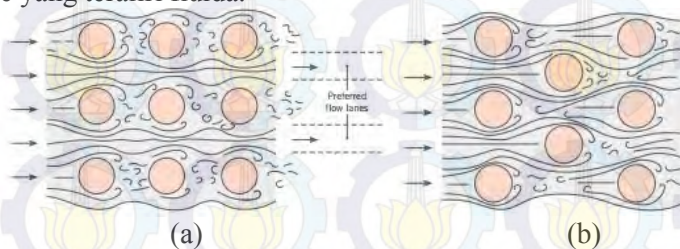
2.8.2 Analisis Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi dikategorikan berdasarkan penyebab terjadinya aliran fluida. Jika fluida yang terjadi disebabkan oleh faktor eksternal seperti: pompa, fan/blower, atau juga angin pada udara atmosfer maka perpindahan panas konveksi yang terjadi disebut konveksi paksa. Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan daya buoyancy yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida (variasi massa jenis dihasilkan oleh adanya perbedaan temperatur antara satu lokasi dengan lokasi yang lain dalam satu wadah) maka disebut konveksi bebas atau konveksi alam.

Dalam mendesain suatu *heat exchanger* ada dua jenis perpindahan panas utama yang terjadi, yaitu perpindahan panas akibat aliran fluida di luar pipa dan perpindahan panas akibat aliran di dalam pipa.

2.8.2.1 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

Perpindahan panas yang terjadi di luar pipa pada Boiler menyerupai *shell and tube heat exchanger* dianalisa berdasarkan analisa perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger*. Besarnya koefisien perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran dan jumlah barisan *tube*. Tingkat turbulensi aliran dapat ditingkatkan dengan mengatur susunan *tube*. Ada dua jenis susunan *tube* yang bisa digunakan pada perencanaan *heat exchanger* yaitu susunan *aligned* dan susunan *staggered* seperti yang ditunjukkan pada gambar. Susunan *tube* jenis *staggered* memiliki koefisien perpindahan panas lebih tinggi karena bentuknya berliku-liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 2.11 Aliran fluida melintasi (a) *Aligned tube banks* dan (b) *Staggered tube banks*

(Sumber: F.P Incropera; 1981, *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition by F.P Incropera)

Koefisien perpindahan panas erat hubungannya dengan letak *tube* pada susunannya. Koefisien perpindahan panas untuk susunan *tube* pada baris pertama kurang lebih sama dengan *single tube* pada aliran melintang. Sedangkan pada susunan pipa yang lebih dalam terdapat koefisien perpindahan panas yang lebih besar. Dalam rata-rata susunan *tube* yang ada, koefisien

perpindahan panas memiliki kondisi yang stabil karena itu hanya terdapat sedikit perubahan pada baris di atas baris keempat atau kelima.

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* yang memiliki sepuluh baris atau lebih dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu_D} k}{D} \quad (221)$$

Jika luasan tube tidak bulat atau menggunakan pipa sirip, maka perhitungan harus menggunakan diameter hidrolis. *Nusselt number* dapat dicari dengan 2 rumus di bawah ini tergantung pada besarnya *Reynolds number* dan *Prandtl number* yang terjadi.

$$Nu_D = 113 \cdot C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{\frac{1}{4}} \quad (222)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re < 40000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right]$$

Atau;

$$Nu_D = C_1 \cdot Re_{Dmax}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (223)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 1000 < Re < 2 \times 10^6 \\ 0,7 < Pr < 500 \end{array} \right]$$

Dimana,

h = Koefisien perpindahan panas $\left(\frac{kJ}{s} \right)$

Nu_D = *Nusselt number*

Re = *Reynolds number*

Pr = *Prandtl number*

Pr_s = *Prandtl number* pada temperatur surface

K = Konduktivitas thermal $\left(\frac{W}{mK} \right)$

D_o = Diameter luar *tube* (m)

N_L = Jumlah jajaran tube

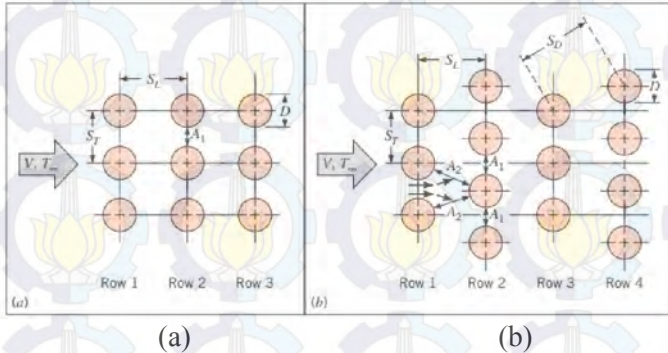
Persamaan di atas sangat dipengaruhi oleh beberapa koefisien. Untuk mendapatkan koefisien di atas maka perlu dihitung terlebih dahulu variabel penyusunnya:

- Bilangan Reynold untuk gas buang dengan V_{gmax} adalah :

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho V_{gmax} D}{\mu} \quad (224)$$

- Kecepatan aliran sisi *shell*

Besarnya V_{gmax} dapat dihitung dengan persamaan berikut tergantung pada dimana V_{gmax} terjadi. Ada A_1 atau pada A_2 .



Gambar 2.12 Susunan tube (a) *Aligned*, (b) *Staggered*
(Sumber: F.P Incropera; 1981, *Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera*)

Pada susunan aligned kecepatan maksimum terjadi pada A_1 , oleh karena itu V_{gmax} dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$V_{gmax} = \frac{ST}{ST - D_o} x \quad (225)$$

Sedangkan untuk susunan staggreed kecepatan maksimum dapat terjadi di A_1 atau dapat pula terjadi pada A_2 . Dan bila terjadi di A_2 maka:

$$V_{gmax} = \frac{ST}{2(ST - D_o)} x \quad (226)$$

V_{gmax} terjadi A_2 bila:

$$SD < \frac{ST - D_o}{2} \quad (227)$$

$$\left[SL^2 + \left(\frac{ST}{2} \right)^2 \right]^{0.5} < \frac{ST - D_o}{2}$$

- Kecepatan gas masuk pada rangkuman pipa yang diukur pada temperatur gas buang masuk

$$V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g ST n L} \quad (228)$$

Keterangan:

\dot{m}_g = mass flow rate gas buang (Kg/s)

ρ_g = density gas buang pada temperatur gas buang masuk (Kg/m³)

ST = jarak transfersal (m)

n = banyaknya jumlah pipa dalam satu row (batang)

L = panjang pipa (m)

2.8.2.2 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam Pipa

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir di dalam pipa pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida dimana *boundary layer* tidak dimungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh surface. Jenis aliran yang terjadi ini berbanding terbalik dengan aliran eksternal dimana pada aliran eksternal dimungkinkan untuk terjadinya perkembangan *boundary layer*.

Secara umum koefisien perpindahan panas rata – rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* yang memiliki sepuluh baris atau lebih dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_D k}{D} \quad (229)$$

Dalam aliran internal bisa dibagi menjadi 2 jenis aliran. Aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Untuk membedakan keduanya digunakan *Reynolds number* sebagai pembatasnya. *Reynolds number* untuk aliran dalam pipa digunakan persamaan berikut ini.

$$Re = \frac{\rho V_u D_i}{\mu} \quad (230)$$

Keterangan:

ρ = massa jenis pada kondisi rata-rata ($\frac{Kg}{m^3}$)

μ = viskositas uap ($\frac{Kg}{ms}$)

D_i = diameter dalam (m)

Untuk aliran dalam pipa atau aliran internal aliran turbulen dimulai apabila $Re = 2300$ atau disebut *Reynolds number* kritis.

1. Aliran laminar

Aliran laminar adalah aliran fluida tanpa arus turbulen (pusaran air). Aliran laminar juga merupakan aliran fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan-lapisan yang membentuk garis-garis alir dan tidak berpotongan satu sama lain. Partikel fluida mengalir atau bergerak dengan bentuk garis lurus dan sejajar. Pada laju aliran rendah, aliran laminar tergambar sebagai filamen panjang yang mengalir sepanjang aliran. Aliran laminar mempunyai Bilangan Reynold lebih kecil dari 2300.

Perpindahan panas pada aliran internal yang aliran fluidanya laminar dapat ditinjau melalui kondisi *heat flux* permukaan konstan dan pada saat temperatur *surface* konstan. Pada saat aliran internal dalam *circular tube* dengan kondisi *heat flux* permukaan konstan dan dalam kondisi *fully developed*, maka ΔT pada seluruh permukaan perpindahan panas sama, sehingga q'' diseluruh permukaan sama atau *Nusselt number*nya konstan dan tidak tergantung pada Re , Pr dan *axial location*. *Nusselt number* pada kondisi ini didapat dari persamaan:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 436 \quad (q'' = \text{konstan}) \dots\dots\dots (2.31)$$

2. Aliran turbulen

Aliran turbulen merupakan aliran fluida yang bergerak secara acak dan tidak stabil dengan kecepatan yang berfluktuasi dan saling interaksi. Akibatnya garis alir antar partikel fluidanya saling berpotongan. Oleh Osborn Reynold digambarkan sebagai bentuk yang tidak stabil yang bercampur dalam waktu yang cepat yang selanjutnya memecah dan tidak terlihat. Aliran turbulen mempunyai *Reynold number* yang lebih besar dari 4000.

Dalam aliran turbulen *fully developed*, *Nusselt number* dapat dihitung dengan menggunakan korelasi Dittus – Boelter, yaitu:

$$Nu_D = 0,23 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^n \dots\dots\dots (2.32)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dimana:

$n = 0,4$ untuk proses *heating* ($T_s > T_m$) dan $n = 0,3$ untuk proses *cooling* ($T_s < T_m$) dengan:

$$T_m = \bar{T}_h - \bar{T}_c \dots \dots \dots (2.33)$$

keterangan:

T_m : beda temperatur rata – rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

\bar{T}_h : temperatur rata – rata fluida panas (K)

\bar{T}_c : temperatur rata – rata fluida dingin (K)

2.8.2.3 Overall Heat Transfer

Overall heat transfercoefficient adalah total tahanan *thermal* antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas. Koefisien ini dapat dihitung dengan cara menjumlahkan tahanan *thermal* akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder.

Secara umum *Overall heat transfercoefficient* dapat dicari dengan rumus berikut:

$$\frac{1}{UA} = R_{tot} \quad (234)$$

Tahanan *thermal* total untuk sistem di atas adalah penjumlahan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder dan tahanan konveksi aliran di luar silinder.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i} \dots \dots \dots (235)$$

keterangan:

U : Overall heat transfer coefficient ($W / m^2 \cdot K$)

A : Luas total permukaan perpindahan panas (m^2)

r_o : Jari – jari luar pipa (m)

r_i : Jari – jari dalam pipa (m)

2.8.2.4 Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Untuk mendesain atau menganalisis suatu heat exchanger harus memperhatikan *properties* perpindahan panas seperti temperatur *inlet* dan *outlet*, *overall heat transfer coefficient* dan *total surface area* pada *heat exchanger*. Analisis *heat exchanger* didasarkan pada dua asumsi utama, yaitu semua kalor yang dilepas fluida panas diterima seluruhnya oleh fluida dingin dan perpindahan panas antara *heat exchanger* tersebut dan lingkungan seperti energi potensial dan energi kinetik diabaikan (berlaku untuk *steady flow*).

Besarnya kalor yang diterima fluida dingin dapat diketahui dari persamaan:

$$q = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{co} - T_{ci}) \dots\dots\dots (2.36)$$

Besarnya kalor yang dilepas fluida panas dapat diketahui dari persamaan:

$$q = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \dots\dots\dots (2.37)$$

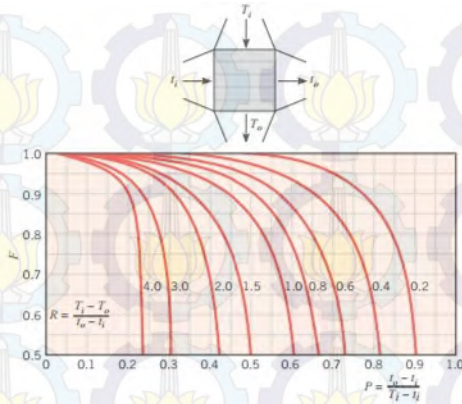
Sehingga laju perpindahan panas yang terjadi pada sebuah *heat exchanger* dapat pula dicari dengan menggunakan persamaan berikut ini.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \dots\dots\dots (2.38)$$

$$\Delta T_{lmCF} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \dots\dots\dots (2.39)$$

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lmCF} \cdot F \dots\dots\dots (2.40)$$

Dengan nilai F didapat dari grafik *correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and unmixed*).



Gambar 2.13 grafik *correction factor for a single-pass cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and unmixed*
(sumber: *Introduction to Heat Transfer, 6th Edition*)

Keterangan:

T_i = Temperatur *flue gas* masuk = T_{hi}

T_o = Temperatur *flue gas* keluar = T_{ho}

t_i = Temperatur *steam* masuk = T_{ci}

t_o = Temperatur *steam* keluar = T_{co}

2.8.2.5 *Effectiveness-Number of Transfer Units (NTU)*

Perhitungan menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference (LMTD)* akan mengalami kesulitan apabila tidak diketahui nilai suhu dari salah satu masukan maupun keluaran fluida kerja. Salah satu cara yang biasanya diambil apabila metode *Log Mean Temperature Difference (LMTD)* mengalami kendala adalah menggunakan metode *Effectiveness-Number of Transfer Units (NTU)*. Untuk mendefinisikan efektivitas dari sebuah penukar kalor, terlebih dahulu diketahui nilai dari laju perpindahan panas maksimum q_{max} dari penukar kalor tersebut. Secara prinsip, laju perpindahan panas ini hanya akan diperoleh apabila penukar kalor tersebut memiliki panjang tak terhingga (*infinite length*). Pada penukar kalor dengan panjang tak berhingga, salah satu fluida kerja akan mencapai beda temperatur maksimum, $T_{hi} - T_{ci}$ sehingga akan didapatkan adanya persamaan umum:

$$q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \dots\dots\dots (2.41)$$

dimana kapasitas kalor minimum C_{min} sama dengan $C_{cold\ side}$ atau $C_{hot\ side}$ merupakan fluida dengan nilai yang paling kecil. Persamaan diatas menghitung perpindahan panas maksimum yang mungkin, dimana akan selalu menggunakan nilai kapasitas panas fluida kerja yang minimum, C_{min} .

Dan ditentukan bahwa nilai dari efektivitas (ϵ), merupakan perbandingan dari perpindahan panas nyata terhadap perpindahan panas maksimum:

$$\epsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maximum}} \dots\dots\dots (2.42)$$

Sesuai persamaan efektivitas, dimana tanpa satuan yang bernilai dalam jangkuan $0 \leq \epsilon \leq 1$, dapat dihitung nilai perpindahan panas nyata q_{actual} :

$$q_{actual} = \epsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \dots\dots\dots (2.43)$$

untuk beberapa penukar kalor ditunjukkan hubungan:

$$\epsilon = f \left[NTU \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \dots\dots\dots (2.44)$$

Number of Transfer Units (NTU) merupakan parameter tanpa satuan yang digunakan secara luas dalam analisa penukar kalor dan didefinisikan sebagai:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots (2.45)$$

Dimana C_{min} adalah kapasitas panas fluida minimal, dan C_{min} diperoleh dengan membandingkan antara laju kapasitas panas fluida dingin dan fluida panas. Sedangkan laju kapasitas panas fluida dingin dirumuskan:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot Cp_c \dots\dots\dots (2.46)$$

Laju kapasitas fluida panasnya adalah:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot Cp_h \dots\dots\dots (2.47)$$

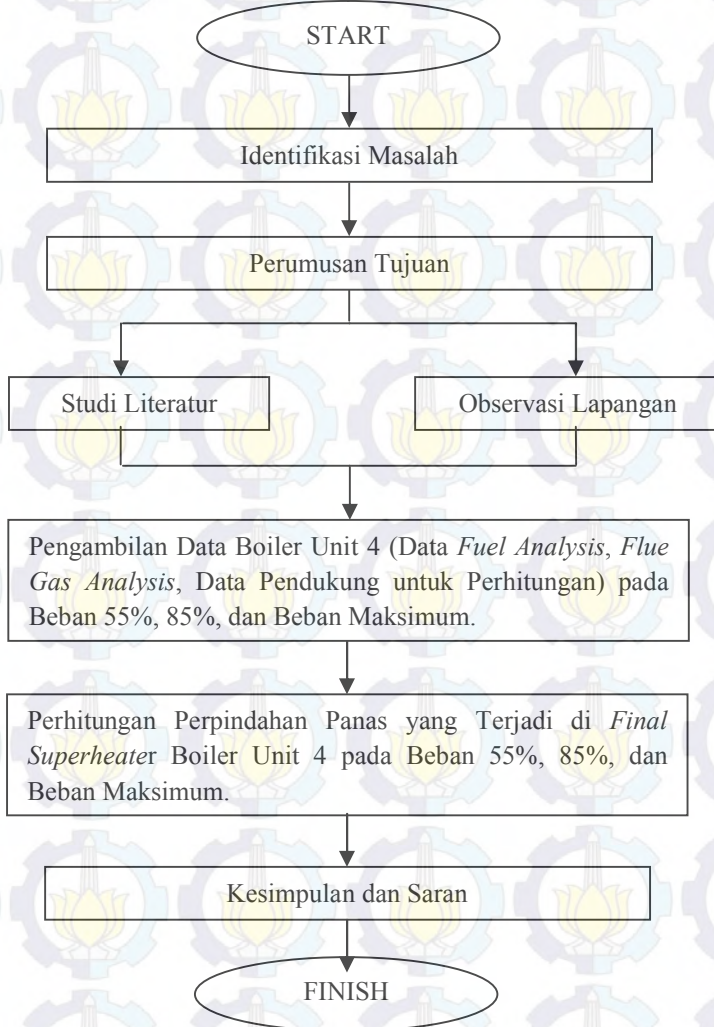
Dari kedua kapasitas panas diatas, dipilih yang berharga terkecil sebagai kapasitas panas minimum. Harga NTU untuk semua jenis penukar panas merupakan relasi antara keefektifan dengan Cr sebagai perbandingan antara $\frac{C_{min}}{C_{max}} = Cr$.

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$e = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterflow	$e = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$	
	$e = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1)$	(11.29a)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$e_1 = 2 \left[1 + C_r + (1 + C_r)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^{1/2})]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^{1/2})]} \right]^{-1}$	(11.30a)
n shell passes (2n, 4n, ... tube passes)	$e = \left[\left(\frac{1 - e_1^{1/n}}{1 - e_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - e_1^{1/n}}{1 - e_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Cross-flow (single pass)		
Both fluids unmixed	$e = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$e = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r] - \exp[-NTU])$	(11.33a)
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$e = 1 - \exp[-C_r^{-1} (1 - \exp[-C_r(NTU)])]$	(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$e = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

Gambar 2.14 Perumusan *Effectiveness Heat Exchanger*
(sumber: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* by Frank P. Incopera and David P. Dewitt)

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir



Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap, diantaranya sebagai berikut:

3.2.1 Tahap Identifikasi

Pada tahapan awal identifikasi dilakukan pengamatan terhadap masalah yang dirumuskan menjadi tujuan dari penelitian. Studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan *Boiler & Accessories* dan Teknik Pembakaran Bahan Bakar. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber *text book* maupun modul yaitu *Boilers for Powes and Process* oleh Kumar Rayaprolu, *Fundamental of Heat and Mass Transfer, 7th Edition* oleh F.P Incropera, *Introduction to Heat Transfer, 6th Edition* oleh F.P Incropera, Ketel Uap oleh Ir. M.J. Djokosetyardjo, Modul Pengoperasian Ketel Uap dan Pembakaran Bahan Bakar oleh PT PLN (Persero) Udiklat Suralayadan beberapa sumber lain seperti jurnal ilmiah dan beberapa penelitian terdahulu. Kemudian dilakukan pengamatan lapangan secara langsung pada boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik. Observasi meliputi identifikasi komponen-komponen dan alat bantu pada Boiler serta melakukan identifikasi mengenai komponen-komponen pendukung dalam sistem kerja boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik.

3.2.2 Tahap Pengambilan Data dan Analisa

Dari studi literatur dan observasi mengenai perpindahan panas di *final superheater* pada boiler dengan metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan *Effectiveness-Number of Transfer Units* (NTU), dilakukan pengambilan data pada PLTU Unit 4 khususnya data mengenai boiler pada beban 55%, 85%, dan beban maksimum. Data yang dibutuhkan dalam analisa didapat dari Rendal OP PLTU Unit 4, CCR PLTU Unit 4, dan Laboratorium PLTU. Data tersebut, antara lain :

1. Data *fuel analysis* kondisi operasi terbaru (*performance test* tanggal 3 Februari 2014)
2. Data *flue gas analysis* kondisi operasi terbaru (*performance test* tanggal 18 Maret 2015)

3. Data-data pendukung (*supporting data*) yang diperlukan perhitungan perpindahan panas di *final superheater* pada beban 55%, 85%, dan beban maksimum.
4. Data spesifikasi Boiler Unit 4 PLTU PT. PJB UP Gresik
Setelah melakukan pengambilan data yang diperlukan, kemudian dilakukan perhitungan perpindahan panas di *final superheater* boiler unit 4 dengan menggunakan metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan *Effectiveness-Number of Transfer Units* (NTU).

3.2.3 Tahap Penarikan Kesimpulan dan Saran

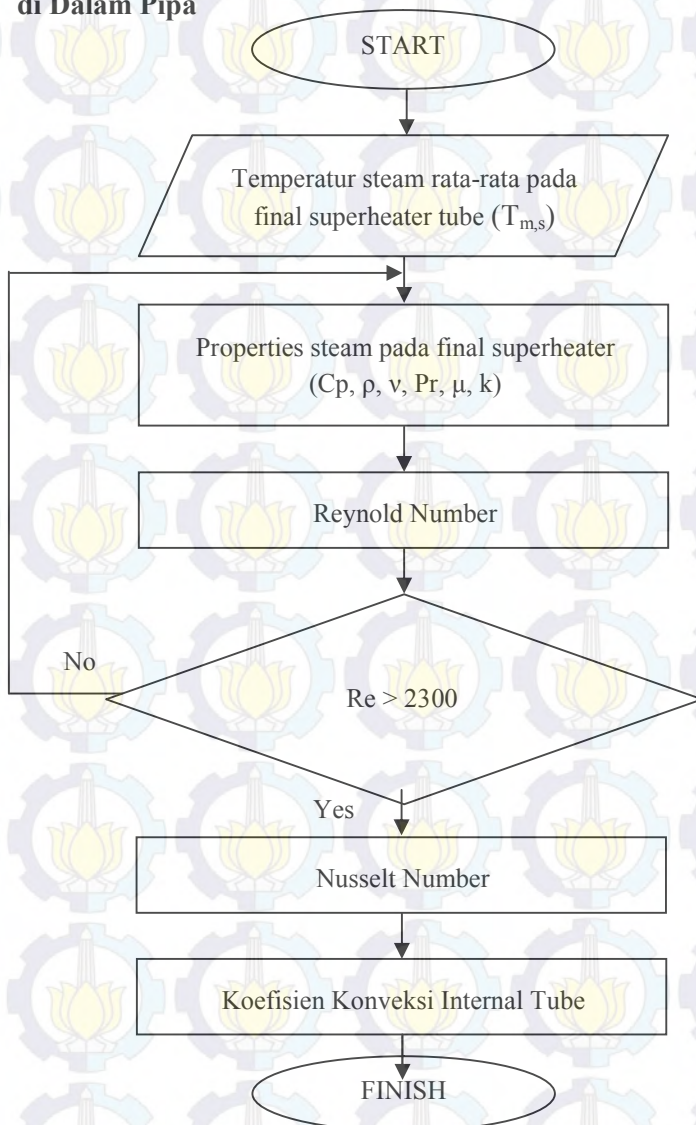
Tahapan ini merupakan ujung dari perhitungan dan analisa perpindahan panas di *final superheater* boiler unit 4, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil perhitungan menggunakan metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD) dan *Effectiveness-Number of Transfer Units* (NTU), serta dari hasil persentase perbandingan panas dari bahan bakar dengan panas yang diserap oleh *final superheater tube*. Kemudian memberikan saran untuk PT PJB UP Gresik dan untuk penelitian selanjutnya.

3.3 Diagram Alir Perhitungan Teori Pembakaran Bahan Bakar



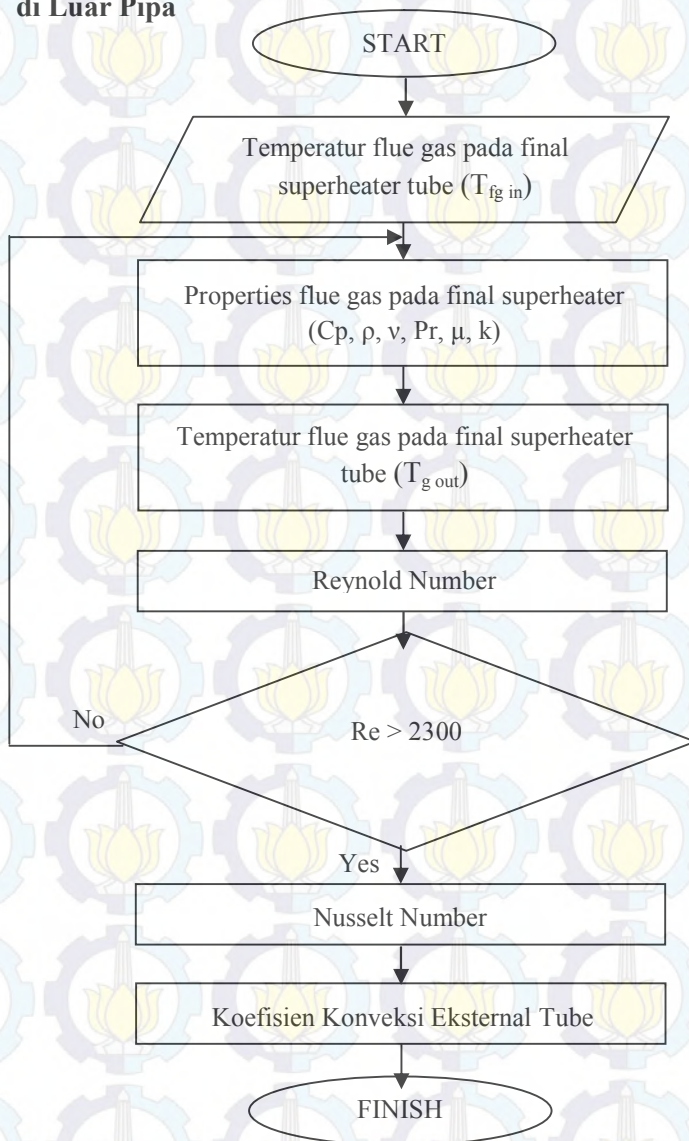
Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan Pembakaran Bahan Bakar

3.4 Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Pipa



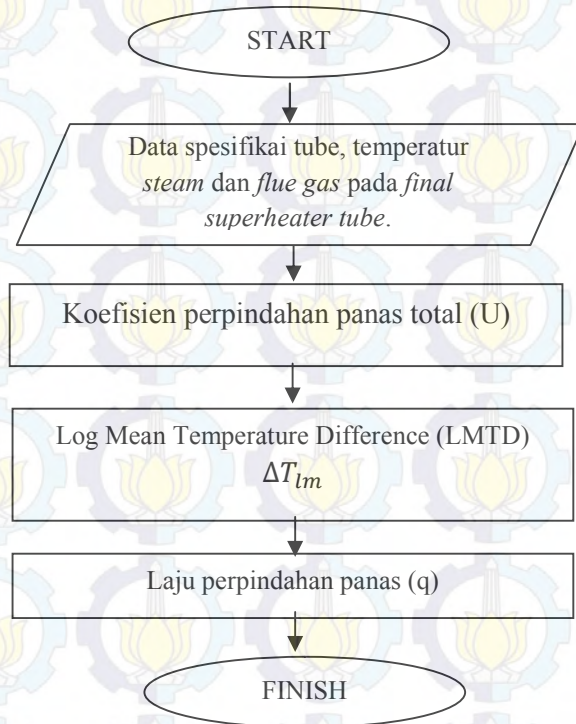
Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan perpindahan panas di dalam pipa

3.5 Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Pipa



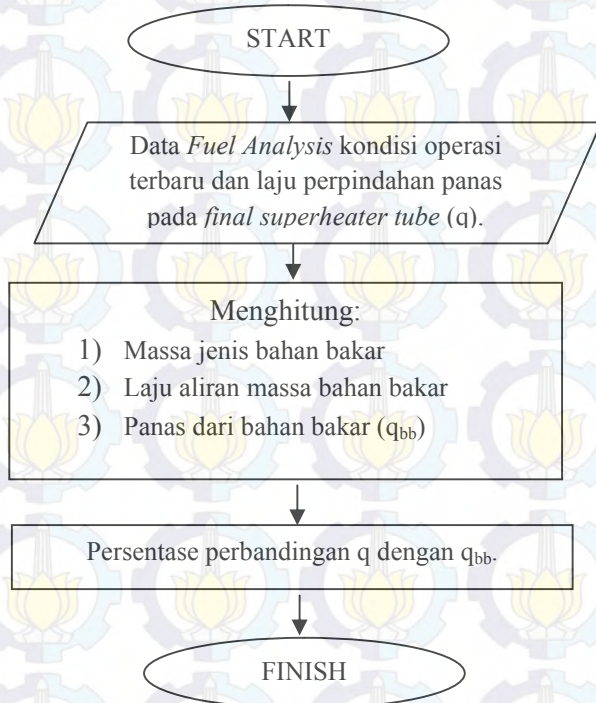
Gambar 3.4 Diagram Alir Perhitungan perpindahan panas di luar pipa

3.6 Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Laju Perpindahan Panas pada *Final Superheater Tube*.



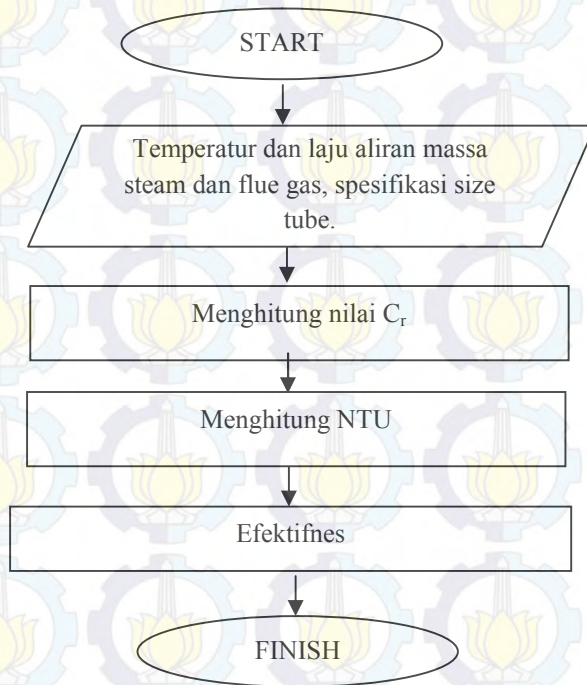
Gambar 3.5 Diagram Alir Perhitungan laju perpindahan panas

3.7 Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Persentase Perbandingan Panas dari Bahan Bakar dengan Panas yang Diserap oleh *Final Superheater tube*.



Gambar 3.6 Diagram Alir Perhitungan persentase perbandingan Panas dari Bahan Bakar dengan Panasyang Diserap oleh *Final Superheater tube*.

3.8 Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Efektifnes pada *Final Superheater Tube*.



Gambar 3.7 Diagram Alir Perhitungan Efektivnes.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

4.1 Data Perhitungan Laju Perpindahan Panas

Data yang digunakan untuk perhitungan laju perpindahan panas pada *final superheater* adalah data spesifikasi *size final superheater, design boiler*, dan komposisi kimia bahan bakar boiler PLTU Unit 4 di PT PJB UP Gresik.

4.1.1 Spesifikasi Size Final Superheater Tubedan Boiler

Dalam perhitungan tugas akhir analisis perpindahan panas pada *final superheater* ini menggunakan data pembebanan 55%. Data dibawah ini adalah data-data *local* yang didapat dari *Rendal Harmengenai* spesifikasi *size final superheater tubedan design Boiler Unit 4* yang bersumber dari *ASH Drawing PLTU Unit III-IV PT PJB UP Gresik*. Data-data spesifikasi tersebut sebagai berikut:

Tabel 4.1 Spesifikasi Size Final Superheater Tube

No.	Description	Units	Nominal
1.	D_o	m	0,0381
2.	<i>Thickness</i>	m	0,0039
3.	L	m	25,515
4.	ST	m	0,189
5.	N		399
6.	Laluan		6

Keterangan:

D_o = Diameter luar *final superheater tube*

Thickness = Ketebalan *final superheater tube*

L = Panjang keseluruhan *final superheater tube* pada satu *tube*

ST = Jarak ketinggian antar *tube* pada *final superheater*

N = Jumlah *tube* pada *final superheater*

Laluan = Jumlah laluan pada *final superheater tube*

Tabel 4.2 *Design Boiler(Cross Section Flue Gas)*

No.	Description	Units	Nominal
1.	$P_{cross\ section}$	m	4,2525
2.	$L_{cross\ section}$	m	11,0515

Keterangan:

$P_{cross\ section}$ = Panjang pada daerah *cross section flue gas*

$L_{cross\ section}$ = Lebar pada daerah *cross section flue gas*

Untuk *drawing* boiler 2D keseluruhan dapat dilihat pada lampiran9.

4.1.2 Komposisi Kimia Bahan Bakar Boiler

PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik dalam pengoperasiannya menggunakan bahan bakar *natural gas*. Untuk melakukan analisis lebih lanjut, maka perlu dilakukan perhitungan untuk mendapatkan rumus empiris maupun rumus molekul dari bahan bakar tersebut. Data yang didapat dari hasil *fuel analysis* pada saat *performance test* tanggal 3Februari2014sebagai berikut:

Tabel 4.3Data Analisis Bahan Bakar PLTU Unit 4

No.	Kandungan	Operasi	Units	Ket.
1	Nitrogen (N)	0,941	% by wt	Labor
2	Carbon (C)	72,385	% by wt	Labor
3	Hydrogen (H)	23,546	% by wt	Labor
4	Sulphur (S)	0	% by wt	Labor
5	Oxygen (O)	0	% by wt	Labor
6	Moisture (M)	0	% by wt	Labor
7	High Heating Value (HHV)	12623,865	$\frac{kCal}{kg}$	Labor
8	Specific Gravity of Natural Gas (SG)	0,59809		Labor

Data Analisis tersebut dapat dilihat pada bagian lampiran 4.

4.1.3 Analisis Kondisi Gas Buang pada Boiler

Berikut ini merupakan data yang didapat dari hasil *flue gas analysis* yang dilakukan oleh pihak Laboratorium PLTU pada

saat *performance test* tanggal 18 Maret 2015. Data hasil *flue gas analysis* ini diukur dengan menggunakan peralatan *orsat* pada dua lokasi yang berbeda, yaitu pada saluran gas buang (*flue gas duct*) sebelum masuk *air heater* (*Economizer Outlet 3*) dan pada saluran gas buang keluaran *air heater* yang akan menuju ke cerobong (*Air Heater Outlet 4*). Data analisis tersebut dapat dilihat pada lampiran 3.

4.1.4 Data-Data Pendukung untuk Perhitungan Perpindahan Panas

Berikut adalah data-data lokal yang didapat dari CCR dan Rendal Operasi PLTU Unit 4, yang diperlukan dalam perhitungan perpindahan panas di *final superheater tube* pada pembebanan 55% pada tanggal 3 Juni 2014 pukul 01:00. Data-data *steam* dan *flue gas* pada boiler PLTU unit 4 adalah sebagai berikut:

1. Data uap pada *final superheater tube*

Tabel 4.4 Data *steam* pada *final superheater*

No.	Description	Units	Nominal
1.	$T_{s,in}$	°C	443,41113
2.	$T_{s,out}$	°C	540,8838
3.	\dot{m}_s	$\frac{T}{H}$	326,2640

Keterangan:

$T_{s,in}$ = Temperatur *steam* masuk rata-rata pada *final superheater tube*

$T_{s,out}$ = Temperatur *steam* keluar rata-rata

\dot{m}_s = Laju aliran massa *steam*

2. Data *Flue gas* pada *final superheater*

Tabel 4.5 Data *flue gas* pada *final superheater*

No.	Description	Units	Nominal
1.	$T_{fg,in}$	°C	960
2.	\dot{m}_{fg}	$\frac{kg}{H}$	389000

Keterangan:

$T_{fg,in}$ = Temperatur *flue gas* masuk

\dot{m}_{fg} = Laju aliran massa *flue gas*

4.2 Analisis Proses Pembakaran Bahan Bakar *Natural Gas*

Dalam melakukan analisis pada proses pembakaran bahan bakar *Compressed Natural Gas* (CNG) terdapat beberapa langkah perhitungan, yaitu perhitungan kebutuhan udara pembakaran dan analisis pada *flue gas* hasil pembakaran.

4.2.1 Perhitungan Kebutuhan Udara Pembakaran

Untuk mendapatkan nilai kebutuhan udara pembakaran harus melakukan tiga langkah perhitungan terlebih dahulu seperti berikut ini.

1. Perhitungan *stokiometri* udara yang dibutuhkan untuk pembakaran *natural gas*

Dalam melakukan perhitungan kebutuhan udara teoritis yang diperlukan untuk membakar sempurna sejumlah bahan bakar tertentu, dapat dihitung dengan menggunakan komposisi kandungan *natural gas* seperti yang terlihat pada Tabel 4.6.

Dari data analisis dengan jumlah sampel *natural gas* 100 kg, maka reaksi kimianya adalah sebagai berikut:

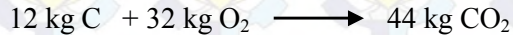
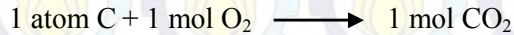
Tabel 4.6 Unsur-Unsur Reaksi Kimia

Unsur	Simbol	Berat Atom	Berat Molekul
Karbon	C	12	
Hidrogen	H ₂	1	2
Oksigen	O ₂	16	32
Nitrogen	N ₂	14	28
Sulfur	S	32	
Karbon Dioksida	CO ₂		12 + (2 x 16) = 44
Sulfur Dioksida	SO ₂		32 + (2 x 16) = 64
Air	H ₂ O		(2 x 1) + 16 = 18

a. Persenyawaan Kimia Pembakaran (Unsur Bahan Bakar)

Adapun dalam persenyawaan kimia pembakaran terdapat beberapa asumsi sebagai berikut:

- Nitrogen yang terkandung dalam bahan bakar maupun udara pembakaran tidak turut bereaksi dengan oksigen pada proses pembakaran di dalam *furnace*, karena pada data *flue gas analysis* tidak terdapat kandungan gas NO_x dalam gas buang boiler.
- Seluruh unsur karbon (C) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan karbon dioksida (CO_2)

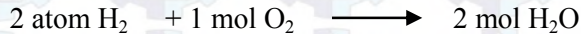


$$1 \text{ kg C memerlukan} = \frac{32}{12} \text{ kg O}_2 = 2,667 \text{ kg O}_2$$

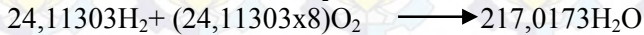


$$\text{O}_2 \text{ yang dibutuhkan} = \frac{32}{12} \cdot 71,8247 = 1,91533 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{bb}}$$

- Seluruh unsur hidrogen (H) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan air atau uap air (H_2O)

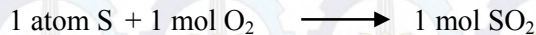


$$1 \text{ kg H}_2 \text{ memerlukan} = \frac{32}{4} \text{ kg O}_2 = 8 \text{ kg O}_2$$



$$\text{O}_2 \text{ yang dibutuhkan} = \frac{32}{4} \cdot 24,113 = 1,92904 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{bb}}$$

- Seluruh unsur sulfur (S) bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan sulfur dioksida (SO_2)



Pada bahan bakar *natural gas* yang digunakan tidak mengandung unsur sulfur, sehingga dapat *diabaikan*.

b. Perhitungan kebutuhan O_2 teoritis

Total O_2 teoritis yang dibutuhkan = O_2 teoritis yang diperlukan oleh karbon + O_2 teoritis yang diperlukan oleh hidrogen

$$\begin{aligned} O_{2 \text{ teoritis}} &= (C \times O_2 \text{ per kg C}) + (H_2 \times O_2 \text{ per kg H}_2) \\ &= (71,8247 \times 2,667) \text{ kg} + (24,113 \times 8) \text{ kg} \\ &= (191,53273 + 192,90424) \text{ kg} \\ &= 384,43697 \text{ kg} \end{aligned}$$

c. Perhitungan kebutuhan udara teoritis (*Theoretical Air*)

Karena udara mengandung 23,2 % berat oksigen, maka jumlah udara kering yang dibutuhkan adalah:

$$\begin{aligned} TA &= \frac{(O_{2 \text{ teoritis}} - O_2 \text{ sebenarnya dlm 100 kg bb})}{0,232} \\ &= \frac{(384,43697 - 0,00) \text{ kg}_{\text{udara}}}{0,232} \\ &= 1657,05689 \text{ kg}_{\text{udara}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Udara teori yang dibutuhkan} &= 1657,05689 \frac{\text{kg}_{\text{udara}}}{100 \text{ kg}_{\text{bb}}} \\ &= 16,57057 \frac{\text{kg}_{\text{udara}}}{\text{kg}_{\text{bb}}} \end{aligned}$$

Jadi untuk membakar setiap kg *natural gas* secara teoritis, diperlukan udara sebesar 16,57057 kg_{udara}

2. Perhitungan kandungan CO_2 teoritis dalam gas buang

Menghitung kandungan CO_2 dalam gas buang sangat diperlukan karena hasil perhitungan tersebut dapat digunakan untuk menghitung udara lebih dalam gas buang. Sejumlah tertentu udara lebih diperlukan untuk pembakaran sempurna, tetapi jika terlalu banyak udara lebih dapat menyebabkan terjadinya *losses* dan apabila terlalu sedikit udara lebih dapat menyebabkan pembakaran tidak sempurna.

a. Perhitungan Nitrogen dalam gas buang

$$\begin{aligned}
 N_2 \text{ dalam gas buang} &= TA - O_2 \text{ teoritis} \\
 &= (1657,05689 - 384,43697) \text{ kg} \\
 &= 1272,61969 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{mol } N_2 &= \frac{N_2}{\text{molecular weight } N_2} \\
 &= \frac{1272,61969 \text{ kg}}{28,016} \\
 &= 45,42475 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

b. Perhitungan CO_2 teoritis dalam gas buang

$$\begin{aligned}
 \text{mol } CO_2 &= \frac{CO_2}{\text{molecular weight } CO_2} \\
 &= \frac{263,357 \text{ kg}}{44,01} \\
 &= 5,98404 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{persen volume } CO_2 \text{ teoritis} &= \frac{\text{mol } CO_2}{\text{mol } CO_2 + \text{mol } N_2} \cdot 100\% \\
 &= \frac{5,98404}{5,98404 + 45,42475} \cdot 100\% \\
 &= 11,64011\%
 \end{aligned}$$

3. Perhitungan udara lebih (*Excess Air*)

Setelah diketahui persentase kandungan CO_2 teoritis dalam gas buang, langkah berikutnya adalah mengukur persentase kandungan CO_2 sebenarnya dalam gas buang. Pada *flue gas analysis* yang terlampir pada lampiran 3, diketahui bahwa persentase kandungan CO_2 terukur dalam gas buang keluar *economizer* dengan peralatan *orsat* adalah sebesar 9,775 %.

a. Perhitungan persentase *Excess Air* (EA)

$$\begin{aligned}
 \% EA &= \left[\frac{\% CO_2 \text{ teoritis}}{\% CO_2 \text{ sebenarnya}} - 1 \right] \cdot 100\% \\
 &= \left[\frac{11,64011}{9,775} - 1 \right] \cdot 100\% \\
 &= 11,64011\%
 \end{aligned}$$

- b. Perhitungan udara sebenarnya (*Actual Air*)

Jumlah total udara yang diperlukan untuk 100 kg bahan bakar yang terbakar dengan udara lebih 11,64011% sebagai berikut:

$$\begin{aligned} AA &= \frac{TA \times (100 + EA)\%}{100\%} \\ &= \frac{1657,05689 \text{ kg}_{udara} \times (100 + 11,64011)\%}{100\%} \\ &= 1973,22964 \text{ kg}_{udara} \end{aligned}$$

- c. Perhitungan udara lebih untuk 100 kg bahan bakar
Berikut ini jumlah udara lebih (*excess air*) yang digunakan untuk membakar 100 kg bahan bakar, sebagai berikut:

$$\begin{aligned} EA &= AA - TA \\ &= (1973,22964 - 1657,05689) \text{ kg}_{udara} \\ &= 316,17274 \text{ kg}_{udara} \end{aligned}$$

4.2.2 Analisis pada *Flue Gas* Hasil Pembakaran

1. Massa gas hasil pembakaran

Dari perhitungan di atas, maka dapat diketahui jumlah gas yang dihasilkan dari proses pembakaran dengan 19,08038% *excess air* adalah:

$$\begin{aligned} \text{Massa } CO_2 &= C \times O_2 \text{ per kg } C \\ &= 71,8247 \times 2,667 \\ &= 263,3577 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Massa } H_2O &= H_2 \times O_2 \text{ per kg } H_2 \\ &= 24,113 \times 8 \\ &= 217,01727 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Massa } O_2 &= EA \times 0,232 \\ &= 316,17274 \times 0,232 \\ &= 73,35208 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Massa } N_2 &= (EA - \text{Massa } O_2) + N_2 \text{ dalam gas buang} \\ &= (316,17274 - 73,35208) + 1272,61969 \\ &= 1515,44036 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{massaFlueGas} &= \text{Massa } (CO_2 + H_2O + O_2 + N_2) \\
 &= 263,36 + 217,02 + 1515,44 + 73,35 \\
 &= 2069,16741 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

2. Persentase gas hasil pembakaran

$$\begin{aligned}
 \% \text{ Massa } CO_2 &= \frac{\text{Massa } CO_2}{\text{Massa fluegas}} \cdot 100\% \\
 &= \frac{263,3577}{2069,16741} \cdot 100\% \\
 &= 12,72771 \%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \% \text{ Massa } H_2O &= \frac{\text{Massa } H_2O}{\text{Massa fluegas}} \cdot 100\% \\
 &= \frac{217,01727}{2069,16741} \cdot 100\% \\
 &= 10,48814 \%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Massa } N_2 &= \frac{\text{Massa } CO_2}{\text{Massa fluegas}} \cdot 100\% \\
 &= \frac{1515,44036}{2069,16741} \cdot 100\% \\
 &= 73,23914 \%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Massa } O_2 &= \frac{\text{Massa } CO_2}{\text{Massa fluegas}} \cdot 100\% \\
 &= \frac{73,35208}{2069,16741} \cdot 100\% \\
 &= 3,545\%
 \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Laju Perpindahan Panas

4.3.1 Properties Steam

Dalam menentukan *properties* uap jenuh dibantu dengan menggunakan tabel *Properties of Steam* pada Chapter 5.5.3 buku *Heat Exchanger Design Handbook*, by C.F Beaton yang dapat

dilihat padalampiran 8, dihitung berdasarkan temperatur rata-rata ($T_{f,e}$):

$$\begin{aligned} T_{s\ in} &= 443,4111\ ^\circ\text{C} + 273 = 716,41113\ \text{K} \\ T_{s\ out} &= 540,8838\ ^\circ\text{C} + 273 = 813,8838\ \text{K} \\ T_{m,s} &= \frac{T_{s\ in} + T_{s\ out}}{2} \\ &= \frac{(443,4111 + 540,8838)\ ^\circ\text{C}}{2} \\ &= 492,145\ ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Variabel lain yang dibutuhkan untuk mencari properti uap panas lanjut adalah tekanan absolut. Tekanan absolut pada *steam* didapat dengan perhitungan:

$$\begin{aligned} P_{abs} &= P_{gage} + P_{atm} \\ &= 171,894 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2\text{g}} \cdot \frac{0,981\ \text{bar}}{\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2\text{g}}} + 1,01325\ \text{bar} \\ &= 167,641\ \text{bar} \end{aligned}$$

dari tabel sifat-sifat uap panas lanjut pada temperatur 492,145 °C dan tekanan 167,641 bar dengan cara interpolasi didapat sebagai berikut:

$$\begin{aligned} C_{p_s} &= 3,1369 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \\ \rho_s &= 57,4651 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \mu_s &= 29,127 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \\ k_s &= 83,689 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}} \\ Pr_s &= 1,0664 \end{aligned}$$

4.3.2 Properties *Flue gas*

Properties *flue gas* dapat dicari dengan bantuan *Apendix A tabel A.4* pada buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera; 1981* yang terdapat pada lampiran 7 dengan cara perhitungan interpolasi. Dimana properties-properties *flue gas* yang dicari terletak pada temperatur:

$$T_{fg\ in} = 960\ ^\circ\text{C} + 273 = 1233\ \text{K}$$

Tabel 4.7 Properties Masing-Masing Gas pada Beban 55%

Properties	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
$C_p \left(\frac{kJ}{kgK} \right)$	1,3432	2,44644	1,20961	1,11896
$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	0,27776	0,13534	0,27229	0,31096
Pr	0,73332	1,0966	0,70337	0,72137
$k \cdot 10^{-3} \left(\frac{W}{mK} \right)$	84,544	96,638	77,714	83,913
$\mu \cdot 10^{-7} \left(\frac{Ns}{m^2} \right)$	475,56	437,078	452,593	541,41

Untuk mengetahui besar C_{pfg} dapat dicari dengan cara memperhitungkan persentase massa masing-masing gas.

$$\begin{aligned}
 C_{pfg} &= (C_p CO_2)(\% CO_2) + (C_p H_2O)(\% H_2O) + (C_p N_2)(\% N_2) \\
 &\quad + (C_p O_2)(\% O_2) \\
 &= (1,3432) \cdot (12,71771) + (2,44644) \cdot (10,48814) + (1,20961) \\
 &\quad \cdot (73,23914) + (1,11896) \cdot (3,545) \\
 &= 1,28041 \frac{kJ}{kgK}
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama dapat diketahui *properties flue gas*, yaitu:

$$\begin{aligned}
 \rho_{fg} &= 0,35513 \frac{kg}{m^3} \\
 \mu_{fg} &= 397,91182 \cdot 10^{-7} \frac{Ns}{m^2} \\
 k_{fg} &= 66,75952 \cdot 10^{-3} \frac{W}{mK} \\
 Pr_{fg} &= 0,74868
 \end{aligned}$$

4.3.3 Perhitungan Temperatur Keluar *Flue Gas*

1. Perhitungan temperatur *flue gas* keluar ($T_{fg,out}$)

Laju aliran massa gas buang dapat dihitung dengan menggunakan hukum kekekalan massa sebagai berikut:

$$\dot{m}_{fg} \cdot C_{pfg} \cdot (T_{fg,in} - T_{fg,out}) = \dot{m}_s \cdot C_{ps} \cdot (T_{s,out} - T_{s,in})$$

Sehingga $T_{fg,out}$ dapat dicari dengan persamaan, sebagai berikut ini:

$$\begin{aligned}
 T_{fg,out} &= T_{fg,in} - \left[\frac{\dot{m}_s \cdot C_{p,s} \cdot (T_{s,out} - T_{s,in})}{\dot{m}_{fg} \cdot C_{p,fg}} \right] \\
 &= 1233K \\
 &\quad - \left[\frac{326,264 \frac{T}{H} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{T} \cdot 3,1369 \frac{kJ}{kgK} \cdot (813,8838 - 716,41113)K}{389000 \frac{kg}{H} \cdot 1,28041 \frac{kJ}{kgK}} \right] \\
 &= 1032,7178K
 \end{aligned}$$

2. Perhitungan beban panas (q)

Besarnya beban panas yang dipindahkan ke *final superheater* dari gas buang ke uap yang ada dalam *tube* akan didapatkan dalam persamaan:

$$\begin{aligned}
 q &= \dot{m}_{fg} \cdot C_{p,fg} \cdot (T_{fg,in} - T_{fg,out}) \\
 &= 389000 \frac{kg}{H} \cdot \frac{1}{3600s} \cdot 1,28041 \frac{kJ}{kgK} (1233 - 1032,7178)K \\
 &= 27710,1188 \text{ kW} \\
 &= 27710118,8 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Adapun untuk beban panas tiap *tube* sebesar:

$$\begin{aligned}
 q_{pertube} &= \frac{q_{keseluruhan}}{N} \\
 &= \frac{27710,1188 \text{ kW}}{399 \text{ tube}} \\
 &= 69,4489 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.3.4 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di dalam Pipa (h_i)

1. Perhitungan Reynold Number (Re)

Berikut ini merupakan perhitungan *reynold number* pada *steam*;

$$\begin{aligned}
 Re_D &= \frac{4 \dot{m}_s}{\pi \cdot N_L \cdot D_i \cdot \mu_s} \\
 &= \frac{4 \cdot 326,264 \frac{T}{H} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{T} \cdot \frac{H}{3600 s}}{\pi \cdot 399 \cdot 0,0303 \text{ m} \cdot 29,127 \cdot 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}
 \end{aligned}$$

$$= 327857,9498$$

2. Perhitungan Nusselt Number (Nu)

Berikut ini merupakan perhitungan *nusselt number* pada *steam*;

$$\begin{aligned} Nu_D &= 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \\ &= 0,023 \cdot 327857,9498^{4/5} \cdot 1,066^{0,4} \\ &= 610,0694 \end{aligned}$$

3. Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas di Dalam Pipa (h_i)

Berikut ini merupakan perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas pada *steam*;

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_D k_s}{D_i} \\ &= \frac{610,0694 \cdot 83,6895 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m^2 K}}{0,0303 m} \\ &= 1685,03 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

4.3.5 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Konveksi di luar Pipa (h_o)

1. Perhitungan Reynold Number (Re)

Berikut ini merupakan perhitungan *reynold number* pada *flue gas*;

$$Re_{Dmax} = \frac{\rho_g \cdot V_{fg max} \cdot D_o}{\mu_{fg}}$$

Dalam melakukan perhitungan Re_{Dmax} kita perlu mengetahui nilai $V_{fg max}$ (kecepatan aliran) terlebih dahulu, yaitu:

$$V_{fg max} = \frac{ST}{ST - D_o} \times V_{fg}$$

Karena dalam perhitungan $V_{fg\ max}$ dibutuhkan nilai V_{fg} maka dilakukan perhitungan V_{fg} terlebih dahulu dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} V_{fg} &= \frac{\dot{m}_{fg}}{\rho_{fg} \cdot A_{cross\ section\ flue\ gas}} \\ &= \frac{\dot{m}_{fg}}{\rho_{fg} \cdot p \cdot l} \\ &= \frac{389000 \frac{kg}{H} \cdot \frac{H}{3600\ s}}{0,35513 \frac{kg}{m^3} \cdot 4,2525\ m \cdot 11,0515\ m} \\ &= 6,4743 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan nilai V_{fg} maka langkah selanjutnya adalah menyubtitusikan nilai V_{fg} ke dalam rumus $V_{fg\ max}$, seperti perhitungan di bawah ini:

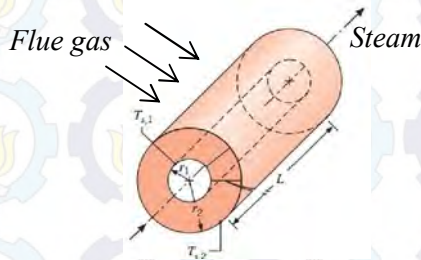
$$\begin{aligned} V_{fg\ max} &= \frac{ST}{ST - D_o} \times V_{fg} \\ &= \frac{0,189\ m}{0,189\ m - 0,0381\ m} \times 6,4743 \frac{m}{s} \\ &= 8,1089 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Setelah semua data didapat, maka dapat dilakukan perhitungan $Re_{D\ max}$ dengan cara menyubtitusikan semua properties yang telah didapatkan dari perhitungan sebelumnya, sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Re_{D\ max} &= \frac{\rho_g \cdot V_{fg\ max} \cdot D_o}{\mu_g} \\ &= \frac{0,35513 \frac{kg}{m^3} \cdot 8,1089 \frac{m}{s} \cdot 0,0381\ m}{397,91183 \times 10^{-7} \frac{Ns}{m^2}} \\ &= 2757,3216 \end{aligned}$$

2. Perhitungan Prandtl Number pada Surface ($Pr_{surface}$)

Dalam memperoleh nilai Pr_s , harus mengetahui temperatur *surface* ($T_{surface}$) terlebih dahulu dengan melakukan perhitungan sebagai berikut:



Gambar 4.1 Body diagram final superherater tube

Asumsi:

- Radiasi diabaikan
- Hambatan kontak diabaikan
- Kondisi tunak (*steady state*)
- Kondisi satu dimensi arah radial



Gambar 4.2 Tahanan Thermal

Nilai konduktifitas thermal (k) dapat dicari pada tabel Apendix A tabel A.1 (terdapat pada lampiran 6) dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera; 1891* pada $T_{m,s} = 756,1474K$ dan bahan *tube* berupa *carbon steel*: (STBA 24) dengan cara interpolasi. Namun, karena pada tabel tidak terdapat *carbon steel* (STBA 24) maka dapat diasumsikan bahan *tube* berupa *carbon steel*: *plain carbon* dan didapatkan $k = 40,7335 \frac{W}{mK}$

$$q_{pertube} = \frac{T_{s2} - T_{m,s}}{\frac{1}{2\pi r_i L h_i} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi k L}}$$

$$69,4489 \frac{kJ}{s} = \frac{T_{s2} - 765,1474 K}{\frac{1}{2\pi 0,01515m \cdot 25,515m \cdot 118 \cdot 78453 \frac{W}{m^2K}} + \frac{\ln \left(\frac{0,01905m}{0,01515m} \right)}{2\pi 40,7335 \frac{W}{mK} \cdot 25,525m}}$$

$$69,4489 \cdot 10^3 \text{ Watt} = \frac{T_{s2} - 765,1474 \text{ K}}{5,7122 \cdot 10^{-6} \frac{\text{K}}{\text{Watt}}}$$

$$T_{s2} = 765,5441 \text{ K}$$

Untuk mendapatkan nilai dari properties $Pr_{surface}$ dapat dilakukan perhitungan dengan cara perkalian terhadap persentase massa masing-masing komposisi kimia pada *flue gas*.

Tabel. 4.8 Properties $Pr_{surface}$

Properties	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
Pr_s	0,7146	1,003	0,7118	0,7433

$$\begin{aligned} Pr_{surface} &= (Pr_s \cdot CO_2)(\% CO_2) + (Pr_s \cdot H_2O)(\% H_2O) + \\ &\quad (Pr_s \cdot N_2)(\% N_2) + (Pr_s \cdot O_2)(\% O_2) \\ &= (0,7146)(12,71771) + (1,003)(10,48814) + \\ &\quad (0,7118)(73,23914) + (0,7433)(3,545) \\ &= 0,7437 \end{aligned}$$

3. Perhitungan Nusselt Number (Nu)

Berikut ini merupakan perhitungan *nusselt number* dengan menggunakan korelasi yang direkomendasikan untuk semua jajaran pipa (Zukauskaz), yaitu:

$$Nu_{Dfg} = C_1 \cdot Re_{Dmax,fg}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{surface}} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Dengan syarat,

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 10 \leq Re_{D,max} \leq 2 \cdot 10^6 \end{array} \right] \dots \dots \dots (F.P Incropera; 1981)$$

Untuk mendapatkan nilai *nusselt number* maka harus mendapatkan semua properties yang dibutuhkan dalam perhitungan tersebut. Khusus nilai C_1 dan m didapatkan dari tabel Konstanta Persamaan dari buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition by F.P Incropera; 1891* yang terdapat pada lampiran 5.

Sesuai dengan terpenuhinya syarat yang berlaku dan susunan *tube* masuk dalam kategori *Aligned* atau *Inline*, serta $\frac{ST}{SL} = 1$, maka didapatkan nilai:

$$C_1 = 0,27 \text{ dan } m = 0,63$$

Setelah mendapatkan nilai C_1 dan m , maka langkah selanjutnya adalah menghitung nilai $Pr_{surface}$ Nu_D , sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Nu_{Dfg} &= C_1 \cdot Re_{Dmax,fg}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 0,27 \cdot 2757,3216^{0,63} \cdot 0,74868^{0,36} \cdot \left(\frac{0,74868}{0,7437} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 35,837 \end{aligned}$$

4. Perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas di luar pipa (h_o)

Berikut ini merupakan perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas pada *flue gas*

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_{Dfg} \cdot k_{fg}}{D_o} \\ &= \frac{35,837 \cdot 66,75952 \cdot 10^{-3} \frac{W}{mK}}{0,0381m} \\ &= 62,7948 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

4.3.6 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Total (*Overall Heat Transfer Coefficient*)

Berikut ini merupakan perhitungan koefisien perpindahan panas total, yaitu:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \\ &= \frac{1}{62,7948 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{1685,03 \frac{W}{m^2K}} \\ &= 60,5387 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

4.3.7 Perhitungan Log Mean Temperature Difference(ΔT_{lm})

Pada perhitungan Log Mean Temperature Difference untuk aliran melintang (*cross flow heat exchanger*) dan aliran pada beberapa laluan pipa *tube* memerlukan faktor koreksi (F). Oleh karena itu digunakan faktor koreksi pada perhitungan LMTD. Sehingga didapatkan persamaan rumus sebagai berikut:

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,CF} \cdot F$$

Untuk mendapatkan nilai ΔT_{lm} maka harus mengetahui nilai tiap properties yang dibutuhkan terlebih dahulu. Berikut ini perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan nilai properties tersebut:

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Perhitungan ΔT_2 dan ΔT_1 pada faktor koreksi LMTD untuk *heat exchanger* aliran silang dengan satu fluida bercampur dan yang lain tidak bercampur, sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= Th_i - T_{c_o} \\ &= 1233 \text{ K} - 813,8838 \text{ K} \\ &= 419,1161 \text{ K}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta T_2 &= Th_o - T_{c_i} \\ &= 1032,7178 \text{ K} - 716,4111 \text{ K} \\ &= 316,3067 \text{ K}\end{aligned}$$

Setelah semua properties didapat, maka langkah selanjutnya adalah menghitung $\Delta T_{lm,CF}$, yaitu:

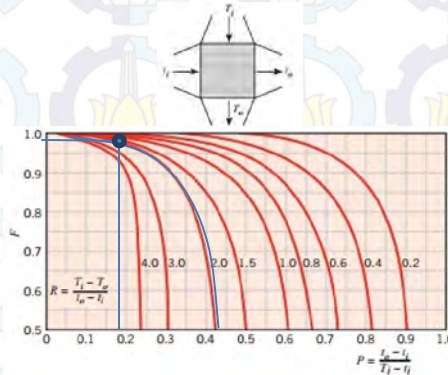
$$\begin{aligned}\Delta T_{lm,CF} &= \frac{316,3067 \text{ K} - 419,1161 \text{ K}}{\ln \left(\frac{316,3067 \text{ K}}{419,1161 \text{ K}} \right)} \\ &= 365,3033 \text{ K}\end{aligned}$$

Faktor koreksi (F) dapat dicari melalui gambar (*correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and unmixed*) dari buku *Introduction to Heat Transfer, 6th Edition*. Untuk mendapatkan nilai F maka langkah pertama yang harus dilakukan adalah menghitung nilai P dan R.

$$P = \frac{T_{c_o} - T_{c_i}}{T_{h_i} - T_{c_i}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{(813,8838 - 716,4111) K}{(1233 - 716,4111) K} \\
 &= 0,1886 \\
 R &= \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{Co} - T_{Ci}} \\
 &= \frac{(1233 - 1032,7178) K}{(813,8838 - 716,4111) K} \\
 &= 2,0548
 \end{aligned}$$

Setelah nilai dari properti P dan R sudah didapatkan, maka langkah selanjutnya dapat mencari nilai F dari grafik faktor koreksi dengan menarik garis P dan R ke dalam satu titik temu yang kemudian ditarik garis secara horizontal ke arah F, dan didapatkan nilai F sebesar 0,98.



Gambar 4.3 Nilai faktorkoreksi pada beban 55%

Setelah semua nilai properties didapatkan, maka langkah selanjutnya dapat menghitung besar nilai ΔT_{lm} .

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{lm} &= \Delta T_{lm,CF} \cdot F \\
 &= 365,3033 K \cdot 0,98 \\
 &= 357,997 K
 \end{aligned}$$

4.3.8 Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)

Berikut ini merupakan perhitungan laju perpindahan panas, sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 q &= U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \\
 &= U \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N \cdot \Delta T_{lm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 60,538 \frac{W}{m^2 \cdot K} \pi \cdot 0,0381m \cdot 25,515m \cdot 399 \cdot 357,9973K \\
 &= 263958889 W \cdot 10^{-3} \\
 &= 26395,8889 kW
 \end{aligned}$$

Sedangkan laju perpindahan panas tiap *tube*, sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 q_{pertube} &= U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \\
 &= 60,538 \frac{W}{m^2 \cdot K} \pi \cdot 0,0381m \cdot 25,515m \cdot 357,9973K \\
 &= 66,155 kW
 \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan Perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb}) dengan Penyerapan Panas *Final Superheater*(q)

Energi yang masuk ke boiler berupa energi panas yang diperoleh dari transformasi energi kimia yang terkandung dalam bahan bakar. Besarnya energi panas tersebut dapat dihitung dengan persamaan:

$$q_{bb} = \dot{m}_{bb} \cdot HHV$$

Dimana:

$$\begin{aligned}
 \rho_{bb} &= SG_{bb} \cdot \rho_{air} \\
 &= 0,59809 \cdot 1,227 \frac{kg}{m^3} \\
 &= 0,73432 \frac{kg}{m^3}
 \end{aligned}$$

Pada perhitungan \dot{m}_{bb} sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \cdot \rho_{bb} \\
 &= 24376,001 \frac{Nm^3}{H} \cdot 0,73432 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{37,3248 scf}{Nm^3} \cdot \frac{m^3}{35,3147 ft^3} \cdot \frac{H}{3600 s} \\
 &= 5,2551 \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

Sehingga perhitungan q_{bb} sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 q_{bb} &= \dot{m}_{bb} \cdot HHV \\
 &= 5,2551 \frac{kg}{s} \cdot 12623,87683 \frac{kCal}{kg} \\
 &= 66339,7351 \frac{kCal}{s} \cdot \frac{4,1868 J}{Cal} \cdot \frac{1 kJ}{1000 J} \cdot \frac{1000 Cal}{1 kCal} \\
 &= 277751,203 kW
 \end{aligned}$$

Berikut ini perhitungan persentase dari perbandingan Panas yang Dihasilkan Bahan Bakar (q_{bb}) dengan Penyerapan Panas *Final Superheater*(q), sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{persentase} &= \frac{q}{q_{bb}} \times 100\% \\ &= \frac{26395,8889 \text{ kW}}{277751,203 \text{ kW}} \cdot 100\% \\ &= 9,503 \% \end{aligned}$$

4.5 Perhitungan Efektivnes pada Final Superheater Tube

Ada beberapa langkah perhitungan untuk mendapatkan nilai efektivnes pada *final superheater tube*, sebagai berikut:

1. Perhitungan C_r

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \cdot C_{pc} \\ &= \left(326,264 \frac{\text{T}}{\text{H}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{T}} \cdot \frac{\text{H}}{3600\text{s}} \right) \cdot \left(3,136 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 1000 \frac{\text{J}}{\text{kJ}} \right) \\ &= 284212,1956 \frac{\text{W}}{\text{K}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \cdot C_{ph} \\ &= \left(389000 \frac{\text{kg}}{\text{H}} \cdot \frac{\text{H}}{3600\text{s}} \right) \cdot \left(1,28041 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 1000 \frac{\text{J}}{\text{kJ}} \right) \\ &= 138355,4139 \frac{\text{W}}{\text{K}} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas didapatkan $C_{min} = C_h$ dan $C_{max} = C_c$, maka perhitungan C_r , sebagai berikut:

$$\begin{aligned} C_r &= \frac{C_{min}}{C_{max}} \\ &= \frac{C_h}{C_c} \\ &= \frac{138355,4139 \frac{\text{W}}{\text{K}}}{284212,1956 \frac{\text{W}}{\text{K}}} \\ &= 0,4868 \end{aligned}$$

2. Perhitungan UA

$$\begin{aligned}\frac{1}{UA} &= \frac{1}{h_{in}A_{in}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right)}{2\pi K_{pipa}L_p} + \frac{1}{h_{out}A_{out}} \\ &= \frac{1}{48402,18 \frac{W}{m^2K} \cdot 2,4275} + \frac{\ln\left(\frac{0,0318}{0,0303}\right)}{2\pi \cdot 40,7335 \cdot 25,515} + \frac{1}{62,7948 \cdot 2,5477} \\ &= 0,00626 \\ UA &= 159,5776\end{aligned}$$

3. Perhitungan NTU

$$\begin{aligned}NTU &= \frac{UA}{C_{min}} \\ &= \frac{159,5776 \cdot 399 \text{ tube}}{138355,4139 \frac{W}{K}} \\ &= 0,4602\end{aligned}$$

4. Perhitungan Efektifnes Final Superheater

Pada tabel *Heat Exchanger Effectivness Relations* dengan *flow arrangement* adalah *cross-flow (single pass)*, serta $C_{min}(\text{mixed})$ dan $C_{max}(\text{unmixed})$, maka perhitungan efektifnesnya sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= 1 - \exp(-C_r^{-1}\{1 - \exp[-C_r(NTU)]\}) \\ &= 1 - \exp(-0,4868^{-1}\{1 - \exp[-0,4868(0,4602)]\}) \\ &= 0,942\end{aligned}$$

4.6 Hasil Perhitungan pada Beban 85% dan Maksimum

Data spesifikasi dan Komposisi Bahan Bakar pada Boiler PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik untuk beban 85% dan Maksimum sama seperti pada beban 55%. Sehingga komposisi kimia bahan bakar untuk semua beban dan presentase gas hasil pembakaran sama. Perbedaannya hanya pada data-data pendukung, contohnya seperti temperatur dan laju aliran massa pada *steam* dan *flue gas*. Untuk langkah perhitungan laju perpindahan panas pada beban 85% dan maksimum sama seperti perhitungan pada beban 55%.

1. Persentase Perbandingan Beban panas

- a. Persentase perbandingan (q_{bb}) dengan (q) pada beban 85%

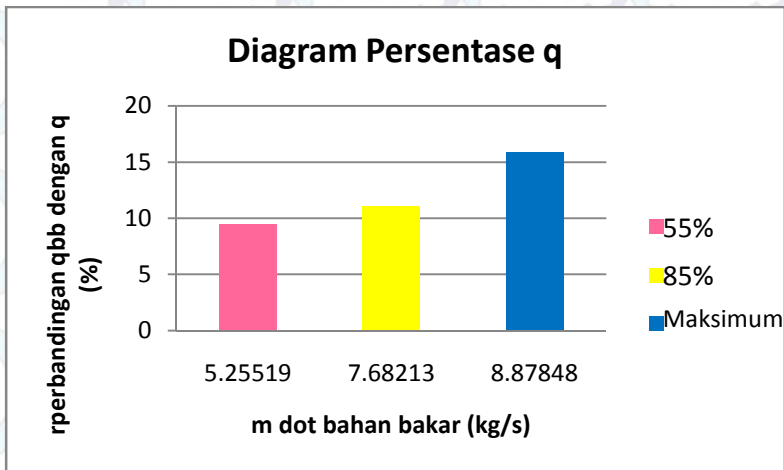
$$q_{bb} = 406028,2277 \text{ kW}$$

$$\text{percent of } q \text{ ratio} = 11,0950\%$$

- b. Persentase perbandingan (q_{bb}) dengan (q) pada beban maksimum

$$q_{bb} = 469260,009 \text{ kW}$$

$$\text{percent of } q \text{ ratio} = 15,9256\%$$



2. Perhitungan Efektivnes Final Superheater tube

- a. Efektivnes final superheater tube pada beban 85%

$$\varepsilon = 0,954$$

- b. Efektivnes *final superheater tube* pada beban maksimum

$$\varepsilon = 0,973$$



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

1. Persentase q minimum terletak pada beban 55% sebesar 9,05%, q medium terletak pada beban 85% sebesar 11,09%, dan q maksimum pada beban maksimum sebesar 15,92%.
2. Persentase tertinggi dari perbandingan panas dari bahan bakar dengan panas yang diserap oleh *final superheater tube* terletak pada beban maksimum. Jika persentasenya melebihi nilai tersebut, maka bisa mengakibatkan kerusakan pada material *tube*.
3. Semakin besar pembebanannya maka laju aliran massa bahan bakar semakin tinggi. Dengan kata lain, besarnya penyerapan panas di *final superheater tube* tergantung dari besarnya laju aliran massa bahan bakar.
4. Efektivnes (ϵ) pada beban 55% sebesar 0,942, (ϵ) pada beban 85% sebesar 0,954, dan (ϵ) pada beban maksimum sebesar 0,973.

5.2 Saran

Dalam upaya meningkatkan atau memperbaiki performa boiler, maka pihak PT PJB UP Gresik perlu memperhatikan dalam menjaga beban panas agar tidak melebihi persentase maksimal.

Pada perhitungan perpindahan panas boiler PLTU Unit 4 ini belum sepenuhnya sempurna. Hal ini dikarenakan masih banyak parameter-parameter yang tidak diikutkan dalam perhitungan. Selain itu, keterbatasan data yang diperoleh dari operasi PLTU, sehingga membuat data yang dianalisis menggunakan asumsi-asumsi tertentu.

Semoga penelitian-penelitian pada *final superheater tube* yang lain, mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu, semoga tugas akhir ini mampu dijadikan referensi kepada peneliti lain, serta memberikan manfaat kepada pihak PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

Djokosetyardjo, M.J.2003. "*Ketel Uap*". Pradnya Paramitha. Jakarta

Fox, Robert W., McDonald, Alan T, Pritchard, Philip J. 2011. "*Introduction to Fluid Mechanics*". 8th edition, Danvers: John Wiley & Sons, Inc.

Incropera, Frank P.Bregman Theodore L, Lavine Andrinne S, Dewitt David P.2011. "*Introduction to Heat Transfer, Sixth Edition*". United State of America: John Willey & Sons, Inc.

Incropera, Frank P. Bregman Theodore L, Lavine Andrinne S, Dewitt David P.2011. "*Fundamental of Heat Transfer and Mass Transfer, Seventh Edition*". United State of America: John Willey & Sons, Inc.

UNEP. 2008. "*Boiler & Pemanas Thermis*". United Nation Environment Program.

Lampiran 1: Boiler Performance Data PLTU Unit 3-4

2.4 Boiler Performance Data

Load			Minimum Load	100 MW	150 MW	BCR	MCR	Maximum Load	
Steam generation			kg/H	173,600	301,980	454,190	623,090	643,030	696,700
Steam & water pressure	Drum	kg/cm g	170.3	173.0	177.9	185.8	186.9	190.0	
	Superheater outlet		169.4	170.0	171.5	173.8	174.1	175.0	
	Reheater outlet		8.3	15.4	23.0	31.2	31.9	34.7	
	Economizer inlet		172.4	175.2	180.3	188.6	189.8	193.0	
Steam & water temperature	Superheater outlet	°C	495	541	541	541	541	541	
	Reheater outlet		490	541	541	541	541	541	
	Economizer inlet		201.9	232.8	256.2	276.0	277.9	283.5	
Steam generator efficiency			%	87.78	88.96	89.09	89.14	89.14	
Fuel oil consumption			kg/H	12,880	21,560	30,880	40,300	41,310	44,080
High heat caloric value			kcal/kg	10,600	10,600	10,600	10,600	10,600	10,600
Furnace liberation rate			kcal/m ³ H	88,900	149,000	211,000	273,000	282,000	300,000
Net furnace heat release			kcal/m ² H	120,000	201,000	285,000	370,000	379,000	405,000
Air flow	Air preheater inlet	kg/H	256,100	367,400	493,900	634,100	650,000	693,400	
	Air preheater outlet		226,700	327,900	456,400	590,000	604,800	645,200	
Flue gas flow	Air preheater inlet	kg/H	239,600	349,500	487,300	630,300	646,100	689,300	
	Air preheater outlet		269,000	389,000	524,800	674,400	691,300	737,500	
Excess air			%	25.0	8.0	5.0	4.0	4.0	4.0
CO ₂ leaving steam generator			%	12.4	14.5	14.5	15.1	15.1	15.1

Lampiran 1 (Lanjutan)

Load			Minimum Load	100 MW	150 MW	ECR	MCR	Maximum Load
Water flow	Feedwater flow		173,600	286,980	439,190	615,090	633,030	686,700
	SH spray water flow	kg/H	0	15,000	15,000	8,000	10,000	10,000
	RH spray water flow		0	0	0	0	0	0
Flue gas temperature	Furnace outlet		815	960	1,068	1,154	1,165	1,185
	Reheater inlet		600	693	761	822	833	851
	Reheater outlet		305	365	377	393	393	396
	Economizer inlet	°C	354	365	376	393	402	411
	Economizer outlet		250	300	325	351	352	353
	Air preheater outlet (Uncorrected)		128	132	136	141	142	142
Air temperature	PDF outlet		32	35	36	40	41	41
	SCAH outlet	°C	102	98	94	89	88	88
	Air preheater outlet		239	289	309	330	330	331
Number of burners in use			12	12	16	20	20	20
Air & flue gas draft	PDF outlet		130	340	510	760	790	880
	Burner wind box		100	270	390	560	580	640
	Furnace		53	165	281	437	450	490
	Economizer outlet	mm H ₂ O	2	52	108	217	230	266
	Air preheater outlet		-17	9	36	97	105	123
	Stack inlet		-25	-10	10	45	50	60
Solids in steam at SH outlet						Less than 0.01 ppm		

Lampiran 2: Data *Steam* dan *Flue Gas* PLTU Unit 4

Date : Juni 2014

Location : PLTU Unit 4

Description	Units	03/06/2014 1:00	30/06/2014 11:00	02/06/2014 12:00
GENERATOR LOAD	MW	100,0112076	150,3537598	176,2374268
A-FINAL SH INLET TEMP	°C	442,695282	441,3790588	444,3363037
B-FINAL SH INLET TEMP	°C	444,1269836	438,9333801	443,6020813
A-FINAL SH OUTLET TEMP	°C	540,7014771	539,4970703	540,2650146
B-FINAL SH OUTLET TEMP	°C	541,0662231	539,3045654	541,0655518
MAIN STEAM TEMP (BLR OUTLET)	°C	540,854126	539,5800171	540,3812256
MAIN STEAM FLOW	T/H	326,2640686	479,8317566	577,2125244
BURNER FUEL GAS FLOW	Nm3/H	24376,00195	35633,22266	41182,47266
BURNER FUEL GAS PRESSURE	kg/cm2g	1,637402415	2,013378859	2,098730564
FLUE GAS FLOW (AIR PREHEATER OUTLET)	kg/H	389000	524800	737500
FURNANCE OUTLET TEMP (FLUE GAS TEMP INLET)	°C	960	1068	1185
FURNANCE OUTLET TEMP (FLUE GAS TEMP INLET)	K	1233	1341	1458

Keterangan: Data didapatkan dari Randal Operation PLTU

Lampiran 3: Analisis Gas Buang PLTU Unit 4 PT PJB UP Gresik

PJB

UP GRESIK

PT PEMBANGKITAN JAWA BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK

PJB INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEM

FORMULIR

PENGUJIAN FLUE GAS DAN BAHAN BAKAR MINYAK # 3-4

No. Dokumen : FMG-17.1.1.38

No revisi : '00

Tgl Berlaku : 01 Agustus 2013

Halaman : 1 dari 1

UNIT : 3 - 4

HARI/ TANGGAL: KABU,18 MARET 2015

Lokasi : Eco Outlet 3

Beban : 160 MW

Waktu : 13.00-14.00 WIB

Rata-rata

Lokasi : Eco Outlet 3

Beban : 160 MW

Waktu : 13.00-14.00 WIB

Rata-rata

Lokasi : Eco Outlet 4

Beban : 160 MW

Waktu : 13.00-14.00 WIB

Rata-rata

Lokasi : AH Outlet 4

Beban : 160 MW

Waktu : 13.00-14.00 WIB

Rata-rata

SUHU °C

300.9

295.9

106.3

108.9

342.3

341

103.3

122.3

SAMPLING POINT

A

B

A

B

A

B

A

B

PARAMETER

CO₂ (%)

O₂ (%)

CO (%)

N₂ (%)

O₂ Analyzer ECO OUT

Side A

Side B

11.00

1.50

0.0019

87.50

11.00

1.60

0.0002

87.40

11.00

1.55

0.0011

87.45

8.90

5.10

0.0001

86.00

8.20

6.50

0.0004

85.30

8.55

5.80

0.0003

85.65

11.40

0.80

0.0011

87.80

11.30

0.90

0.0007

87.80

11.35

0.85

0.0009

87.90

6.50

9.40

0.0005

84.1

8.90

5.20

0.0006

85.90

7.70

7.30

0.0006

85.00

DATA PERFORMANCE FLUE GAS

LOAD

LOKASI

PARAMETER

CO₂ %

O₂ %

CO %

N₂ %

100

Economiser Stack inlet

14.27

1.94

0.00

85.79

100

Economiser Stack inlet

12.76

3.24

0.00

84.00

150

Economiser Stack inlet

15.09

0.96

0.00

83.95

150

Economiser Stack inlet

13.30

2.90

0.00

83.80

200

Economiser Stack inlet

15.11

0.85

0.00

84.04

200

Economiser Stack inlet

13.73

2.70

0.00

83.57

HASIL ANALISA BAHAN BAKAR

PARAMETER

Unit 3

Unit 4

BATANAS

Specific Gravity 15/4 °C

Specific Gravity 43 °C

Viskositas 40 °C

Viskositas 50 °C

Kadar Air, % Vol

Nilai Kalor, Kcal/Kg

Kadar Sulfur, % wt

Kadar Abu, % wt

Kadar Hidrogen, %

Kadar Nitrogen, %

Kadar Oxygen, %

Catatan

Bahan Bakar Natural Gas Diambilkan dari unit 4

Dianalisa

Rijanto/M.Nurhidayanto

G. Purwanita

Lampiran 4: Data Bahan Bakar Boiler PLTU Unit III-IV PT PJB UP Gresik (*Natural Gas*)

Date		: Februari 2014					
Sampling Location		: PLTU					
No.	Constituent	Molecular Weight	Gas Analysis % by vol	Relative Weight per 100 mol of fuel	% by wt	Heat of Combustion Gross (kCal/kg)	Heat per kg of fuel (kCal/kg of fuel)
1	Nitrogen (N2)	28,016	1,164	32,61062	1,88246		
2	Carbon dioxide (CO2)	44,01	0,858	37,76058	2,17974		
3	Methane (CH4)	16,042	92,669	1486,59610	85,81417	13260	11378,95843
4	Ethane (C2H6)	30,068	4,312	129,65322	7,48427	12400	928,04915
5	Propane (C3H8)	44,094	0,917	40,43420	2,33408	12040	281,02265
6	Iso Butane (i-C4H10)	58,12	0,042	2,44104	0,14091	11820	16,65553
7	Normal Butane (n-C4H10)	58,12	0,006	0,34872	0,02013	11850	2,38540
8	Pentane (C5H12)	72,146				11650	0
9	Iso Pentane (i-C5H12)	72,146	0	0		11690	0
10	Normal Pentane (n-C4H12)	72,146	0	0		11720	0
11	Hexanes (C6H14)	86,172	0,029	2,49899	0,14425	11650	16,80568
12	Benzene (C6H6)	78,018				10100	
13	Toluene (C7H8)	92,134				10280	
14	Xylene (C8H10)	106,16				10350	
15	Sulphur	32,06				2210	
16	Moisture Content	18,016					
17	Oxygen	32					
SUM				1732,34346	100		12623,87683
High Heating Value (labor)		1041,0717 BTU/Real CF					
High Heating Value		12623,87683 kCal/kg					
Specific Weight of Fuel		0,59809 kg/Nm3					
rumus masing - masing constituent							
input hasil laboratorium dari % per mole							
input hasil laboratorium dari % per wt atau kalkulasi							

Lampiran 5 (Lanjutan)

Date : Februari 2014

Sampling Location : PLTU

No.	Constituent	% by wt	Carbon % in Hydro-Carbon		Hydrogen % in Hydro-Carbon	
			Ratio	% by wt	Ratio	% by wt
1	Nitrogen (N2)	1,88246				
2	Carbon dioxide (CO2)	2,17974				
3	Methane (CH4)	85,81417	12,01/16,042	64,24561	4,032/16,042	21,56855
4	Ethane (C2H6)	7,48427	24,02/30,068	5,60317	6,048/30,068	1,88110
5	Propane (C3H8)	2,33408	36,03/44,094	1,74743	8,064/44,094	0,58665
6	Iso Butane (i-C4H10)	0,14091	48,04/58,12	0,10549	10,08/58,12	0,03542
7	Normal Butane (n-C4H10)	0,02013	48,04/58,12	0,01507	10,08/58,12	0,00506
8	Iso Pentane (i-C5H12)		60,05/72,146	0	12,096/72,146	0
9	Normal Pentane (n-C4H12)	0	60,05/72,146	0	12,096/72,146	0
10	Hexanes (C6H14)	0,14425	72,06/86,172	0,10800	14,112/86,172	0,03626
11	Moisture Content	0,00000				
SUM		100		71,82477		24,11303

Carbon 71,82477

Hydrogen 24,11303

input hasil laboratorium
rumus masing - masing constituent

Lampiran 4(Lanjutan)



PT PETROKIMIA GRESIK

Produsen pupuk terlengkap di Indonesia



KANTOR PUSAT:

Alamat : Jl. Jenderal Ahtmad Yani, Gresik 61129
Kontak Pns : 362 Gresik 61103
Telepon : (031) 5991811 - 3941814, 3982100, 3982200
Facsimile : (031) 3991722, 3982272
E-mail : pka@petrokimia-gresik.com
Home Page : www.petrokimia-gresik.com

KANTOR PERWAKILAN:

Alamat : Jl. Imam Asmang III No. 16 Jakarta 10190
Kontak Pns : 1365 Jakarta 10000
Telepon : (021) 3446459, 3446645
Facsimile : (021) 3841994
E-mail : petrogr@schm.id
petrok@petrokimia-gresik.com

PUSAT LAYANAN PELANGGAN:

Telepon Bebas Pulsa : 0800 1 636363 & 0800 1 699777
Telepon : (031) 3979796
E-mail : layananpelanggan@petrokimia-gresik.com

Gresik : 3 Februari 2014
Nomor : 0134 /SA.04 01/39/KR/2014

LAPORAN HASIL UJI

(Analysis Report)

Nomor Lab

: 915

Jenis Contoh

: Natural Gas

Sample

Tgl. Pengambilan Contoh

: 29 Januari 2014

Sample Date

Tempat Pengambilan Contoh

: SFC # 2 PLTU Gresik

Sample take

Pressure : - psig

Temperature : - °F

Permintaan

: PT PJB Unit Pembangkitan Gresik

Requested By

Referensi

: Dep. Jasa Teknik & Konstruksi PT. Petrokimia Gresik

Reference

Hasil Uji

Analysis Result

Jenis Uji

Satuan

Hasil Uji

Item of Analysis

Unit

Analysis Result

1 Nitrogen

N_2

% Mole

:

1.164

2 Carbon Dioxide

CO_2

% Mole

:

0.858

3 Methane

CH_4

% Mole

:

92.669

4 Ethane

C_2H_6

% Mole

:

4.315

5 Propane

C_3H_8

% Mole

:

0.917

6 i-Butane

$i-C_4H_{10}$

% Mole

:

0.042

7 n-Butane

$n-C_4H_{10}$

% Mole

:

0.006

8 i-Pentane

$i-C_5H_{12}$

% Mole

:

0.000

9 n-Pentane

$n-C_5H_{12}$

% Mole

:

0.000

10 Hexane Plus

C_6+

% Mole

:

0.029

Total (% Mol) : 100.000

11. Compressibility Factor @ 60°F, 14.7 psia

:

0.99773

12. Specific Gravity Gas Real @ 60°F, 14.7 psia

:

0.59809

13. Gross Heating Value : BTU / Real CF

:

1041.07167

PT. Petrokimia Gresik

Dep. Proses & Pengelolaan Energi

Ir. Anis Emami, MT
Manager

Hasil Uji hanya berlaku untuk Contoh yang di Uji

Lampiran 5: Table Constants of Equation for the tube bank in cross flow

TABLE 7.5 Constants of Equation 7.58 for the tube bank in cross flow [16]

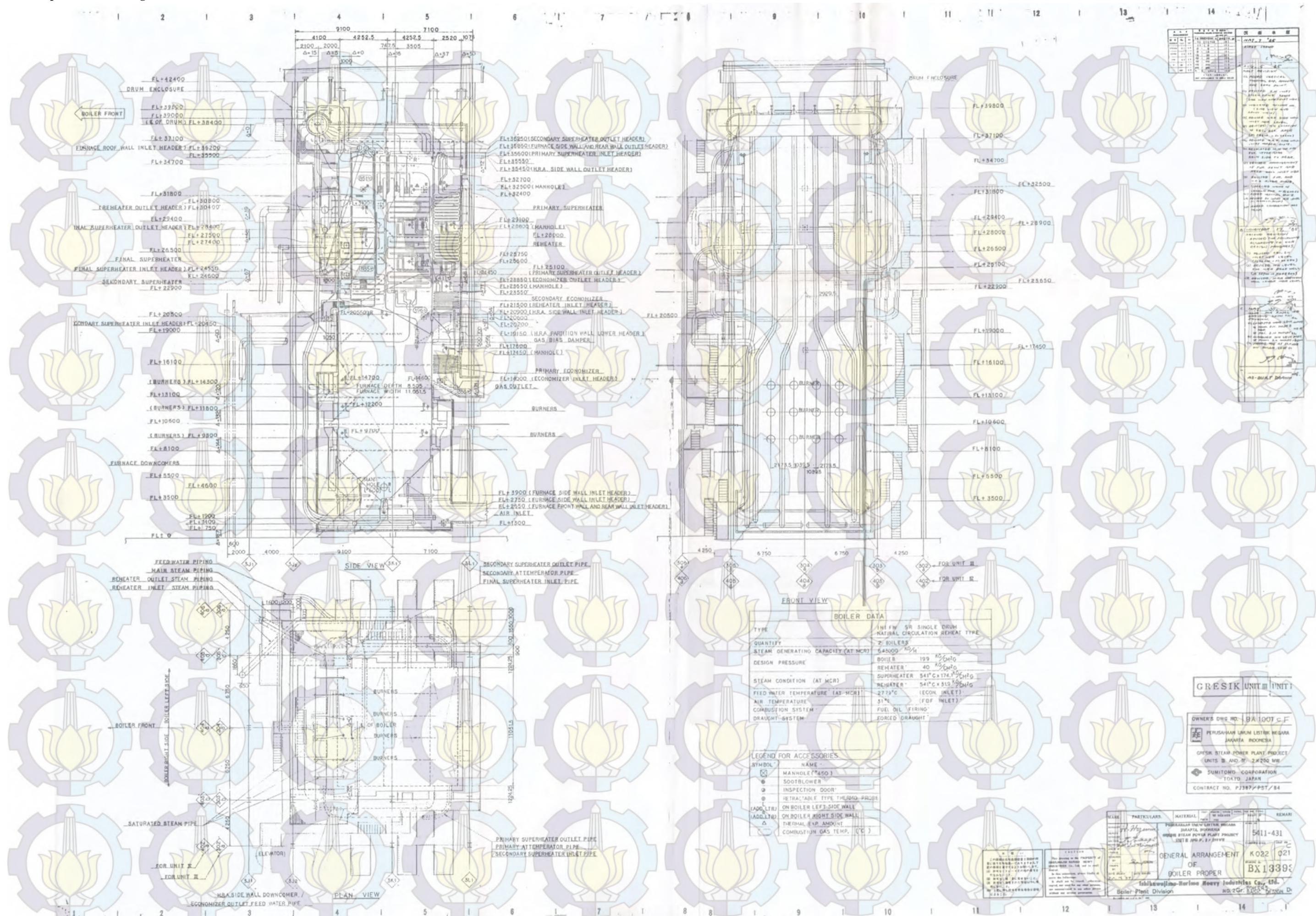
Configuration	$Re_{D,\max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Lampiran 6: Table Thermophysical Properties of Selected Metallic Solid

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at Various Temperatures (K)														
		Properties at 300 K				k (W/m \cdot K)/ c_p (J/kg \cdot K)										
		ρ (kg/m 3)	c_p (J/kg \cdot K)	k (W/m \cdot K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m 2 /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255				
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	109	124	131	135	140	145	155				
						90	122	133	138	132	126	120	111			
Iron																
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1			
						216	384	490	574	680	975	609	654			
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4			
						215	384	490	574	680	975	609	654			
Carbon steels																
Plain carbon (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)		7854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0					
								487	559	685	1169					
AISI 1010		7832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3					
								487	559	685	1168					
Carbon-silicon (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3					
								501	582	699	971					
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn \leq 1.65%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6					
								487	559	685	1090					
Chromium (low) steels																
1Cr-1Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9					
								492	575	688	969					
1Cr-1Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4					
								492	575	688	969					
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2					
								492	575	688	969					



BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Surabaya pada tanggal 28 Juli 1994, dari pasangan M. Suef Suyanto dan Rita Sundari. Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh adalah TK Seroja Surabaya, SD Negeri Pacarkeling VI Surabaya, SMP Negeri 30 Surabaya, SMA Muhammadiyah 2 Surabaya.

Pada tahun 2012 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi Diploma III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2112 030 012. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama.

Penulis aktif dalam mengikuti berbagai pelatihan *leadership* dan organisasi. Pelatihan yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain: LKMM Pra-TD FTI-ITS, LKMM TD FTI-ITS, *Leadership Organization Training* (LOT) 1 BEM FTI-ITS, Medschool 1.0 (*Google Inc.*) BEM ITS. Organisasi yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain: Badan Eksekutif Mahasiswa (BEM) FTI Departemen Komunikasi dan Informasi pada tahun 2013-2014. Selain itu, penulis juga memulai berbisnis sejak tahun 2013 sebagai *Owner dari brand* yang bernama *DammS*.

Alamat email: putriranadewanti@gmail.com



ANALISIS PERPINDAHAN PANAS FINAL SUPERHEATER PLTU UNIT 4 PT PJB UP GRESIK

Dosen Pembimbing:
Giri Nugroho, ST, MSc.



DISUSUN OLEH:
PUTRI RANA DEWANTI
2112030012

LATAR BELAKANG

KEDURUTAN LISTRIK

MENINGKATKAN
PERFORMANCE
BOILER

KEPERLUAN
PENDUDUK

PERLU MELAKUKAN
ANALISIS PERPINDAHAN
PANAS PADA *FINAL*
SUPERHEATER TUBE

MUDAH DIJANGKAU



RUMUSAN MASALAH

BERAPA BESAR LAJU
PERPINDAHAN PANAS PADA
FINAL SUPERHEATER?

BERAPA PERSENTASE
PERBANDINGAN PANAS YANG
DIHASILKAN BAHAN BAKAR
DENGAN PANAS YANG DISERAP
OLEH *FINAL SUPERHEATER*?

BATASAN MASALAH

1. Boiler yang akan dianalisa unjuk kerjanya adalah boiler IHI-FW SR *single drum* tipe pemanas ulang dan sirkulasi alami dengan sistem pembakaran gas (*gas firing*) pada PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik.
2. Bahan bakar boiler yang dibahas pada tugas akhir ini adalah gas alam (*natural gas*).
3. Unjuk kerja boiler yang dianalisa adalah laju perpindahan panas pada *Final Superheater* menggunakan metode perhitungan *LMTD (Log Mean Temperature Difference)* yang mengacu pada *Fundamental of Heat and Mass Transfer-Incropera: 1981*.
4. Kondisi aliran di dalam dan luar *tube* adalah *steady state*.
5. Perubahan Energi Kinetik dan Potensial diabaikan.
6. Hanya menganalisis perpindahan panas dari exhaust steam secondary superheater.
7. Analisis perpindahan panas menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference (LMTD)*.
8. Material Final Superheater (*Carbon steel*: STBA 24) diasumsikan sebagai *carbon steel: plain carbon*.
9. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
10. Analisis korosi diabaikan.
11. Pressure drop diabaikan.

TUJUAN

MENGETAHUI

Laju perpindahan panas (q) pada *Final Superheater tube*.

Besar perbandingan antara panas yang dihasilkan bahan bakar (q_{bb}) dengan panas yang diserap oleh *Final Superheater tube* (q).



METODOLOGI PENELITIAN

DIAGRAM ALIR Pengerjaan Tugas Akhir

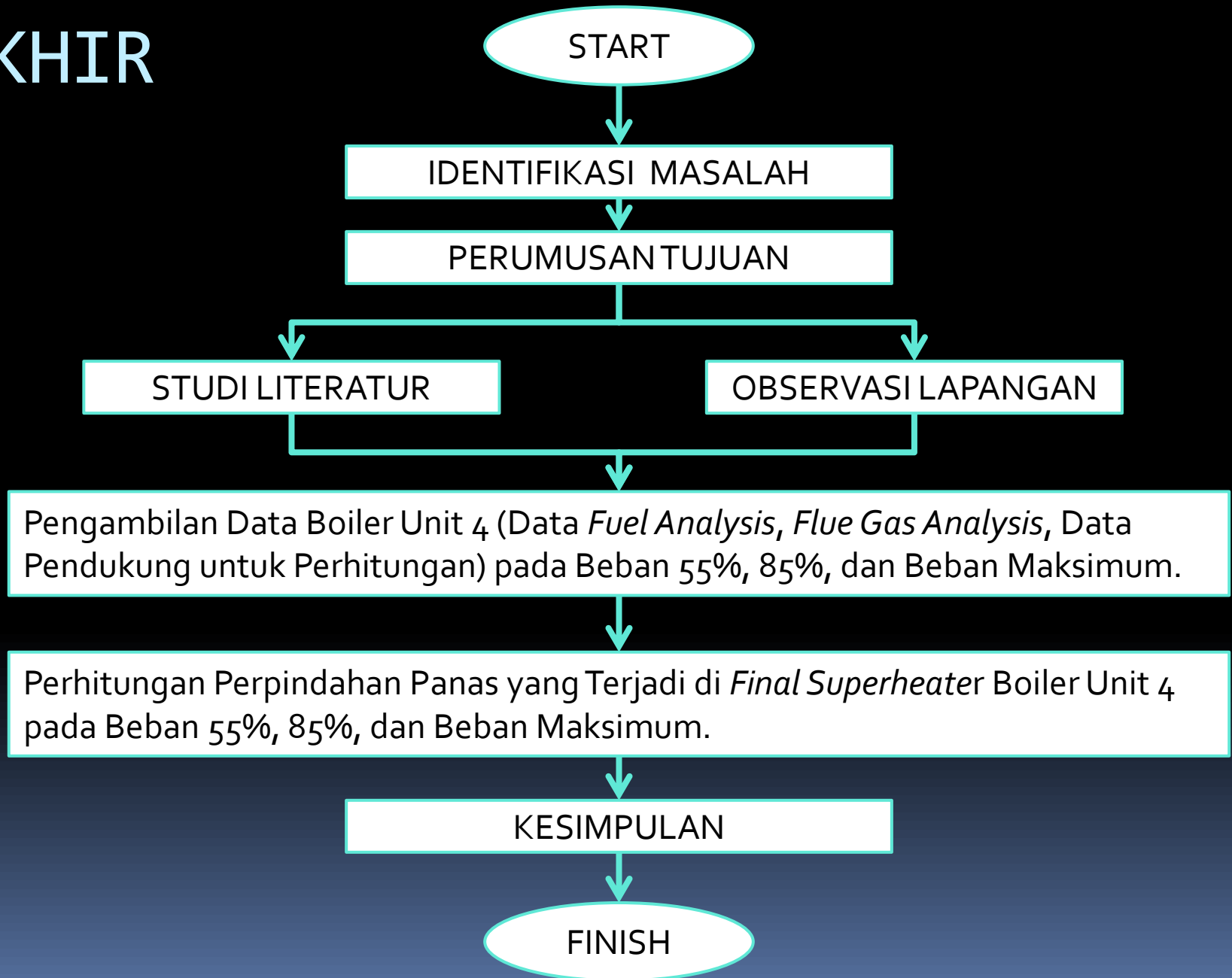


DIAGRAM ALIR PERHITUNGAN TEORI PEMBAKARAN BAHAN BAKAR

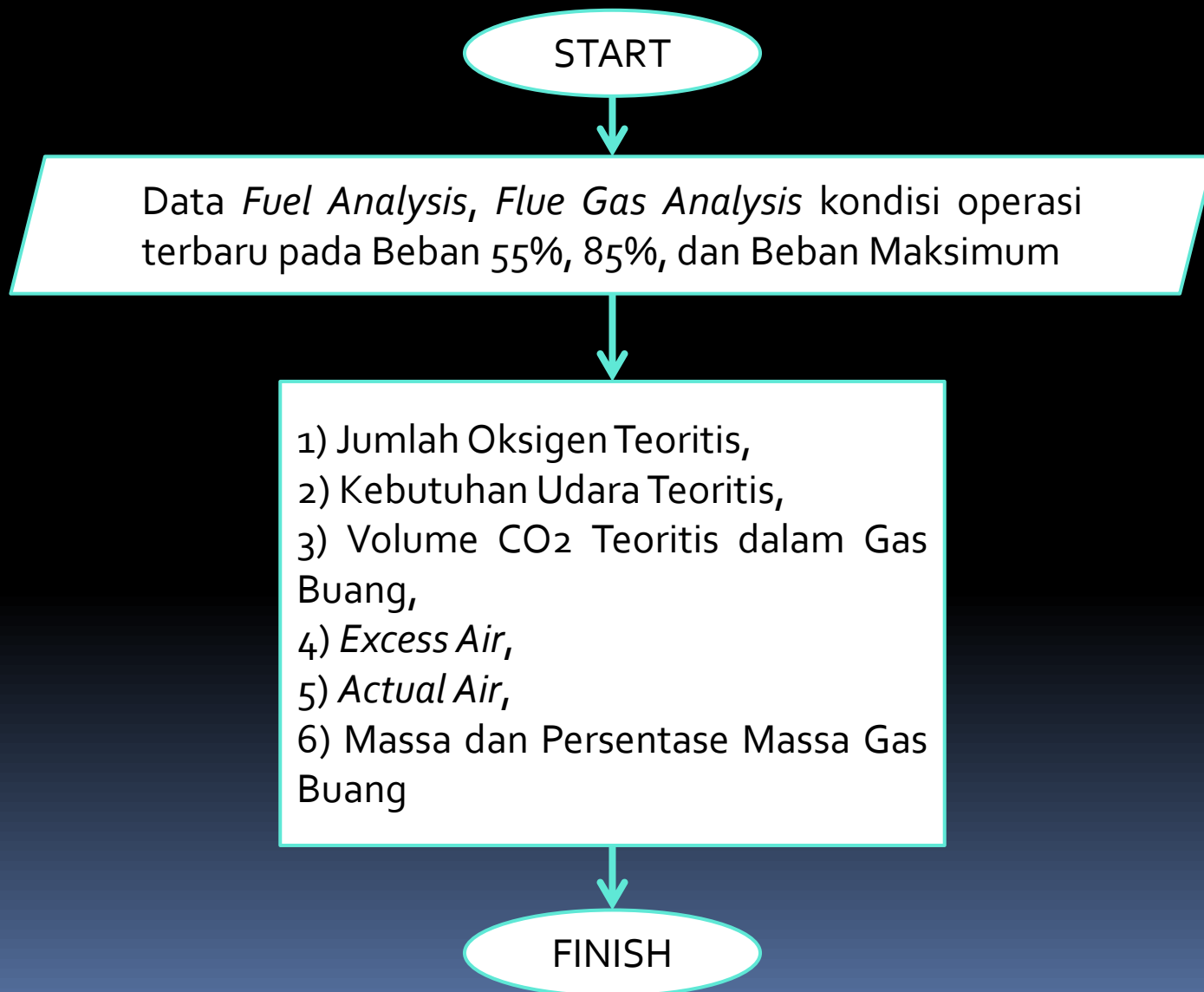


DIAGRAM ALIR PERHITUNGAN PERPINDAHAN PANAS DI DALAM PIPA

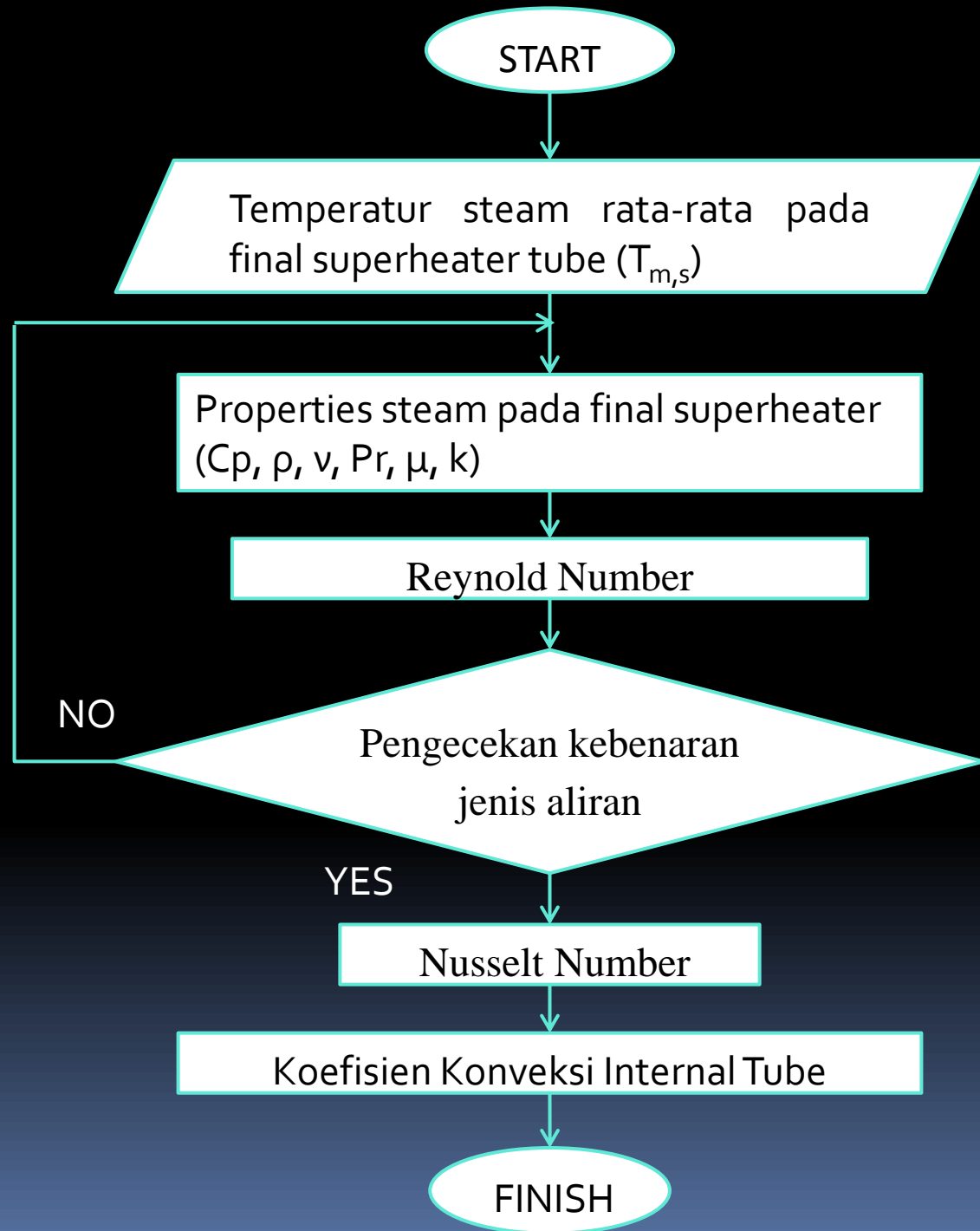
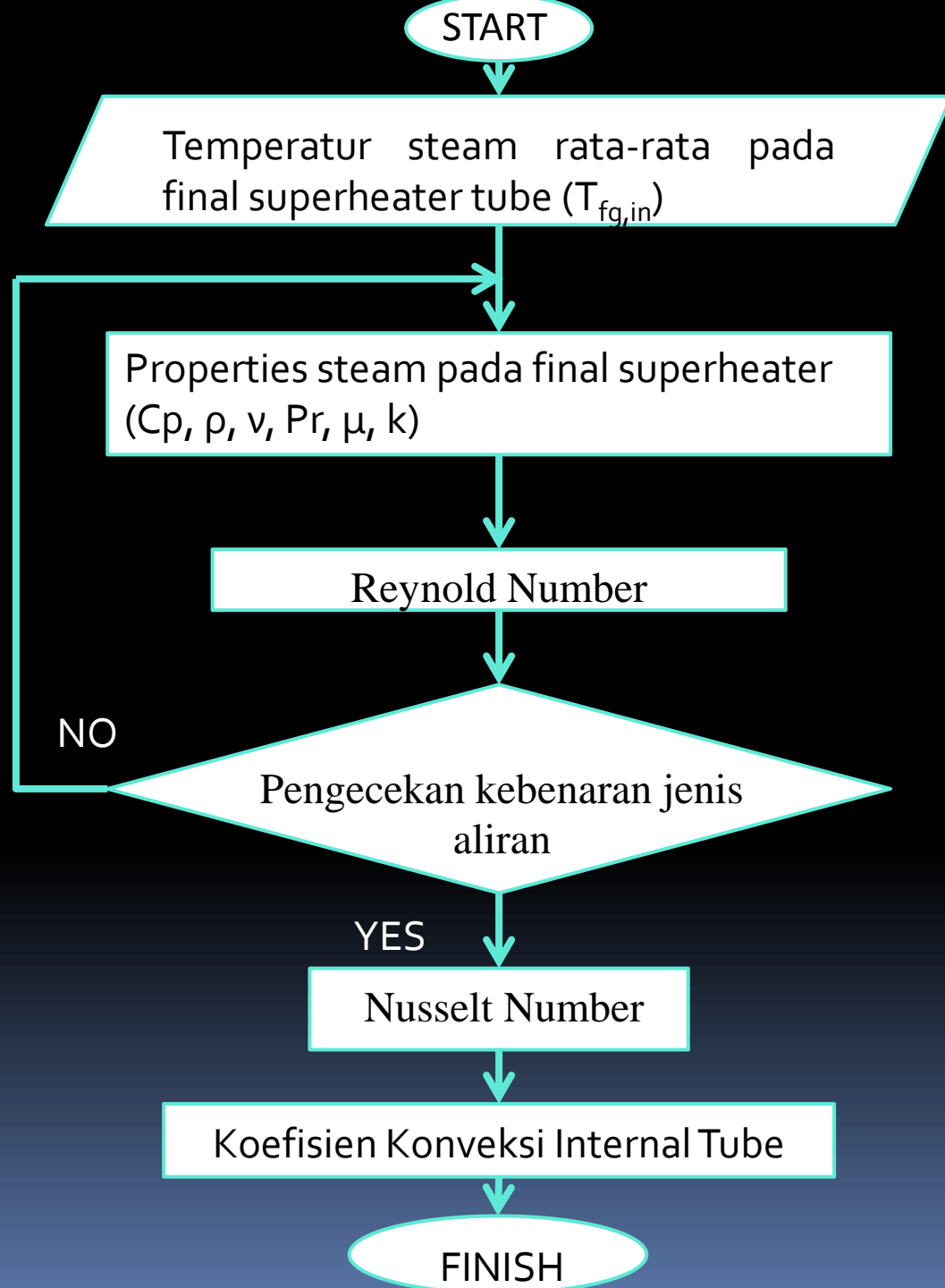
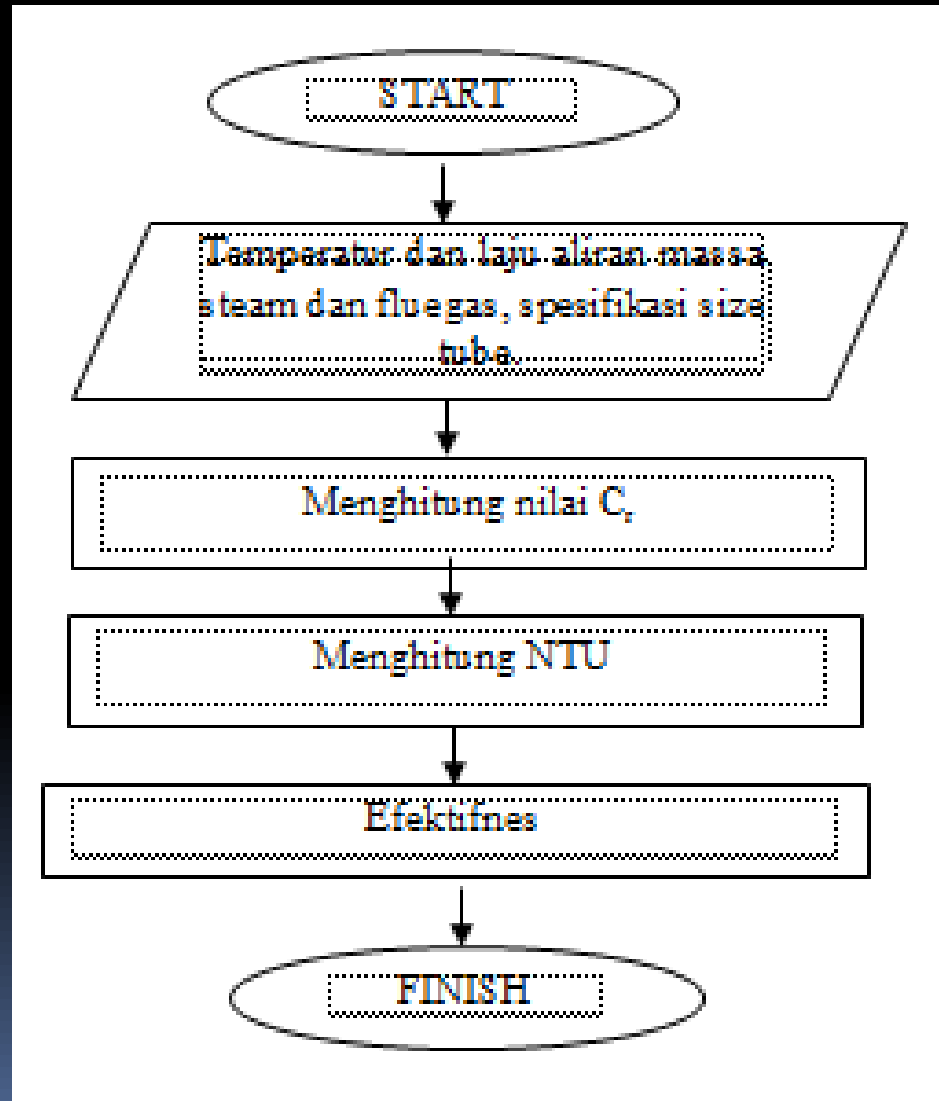


DIAGRAM ALIR PERHITUNGAN PERPINDAHAN PANAS DI LUAR PIPA



Penjelasan Diagram Alir Perhitungan Efektifnes pada *Final Superheater Tube*.





ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

DATA-DATA YANG DIDAPAT

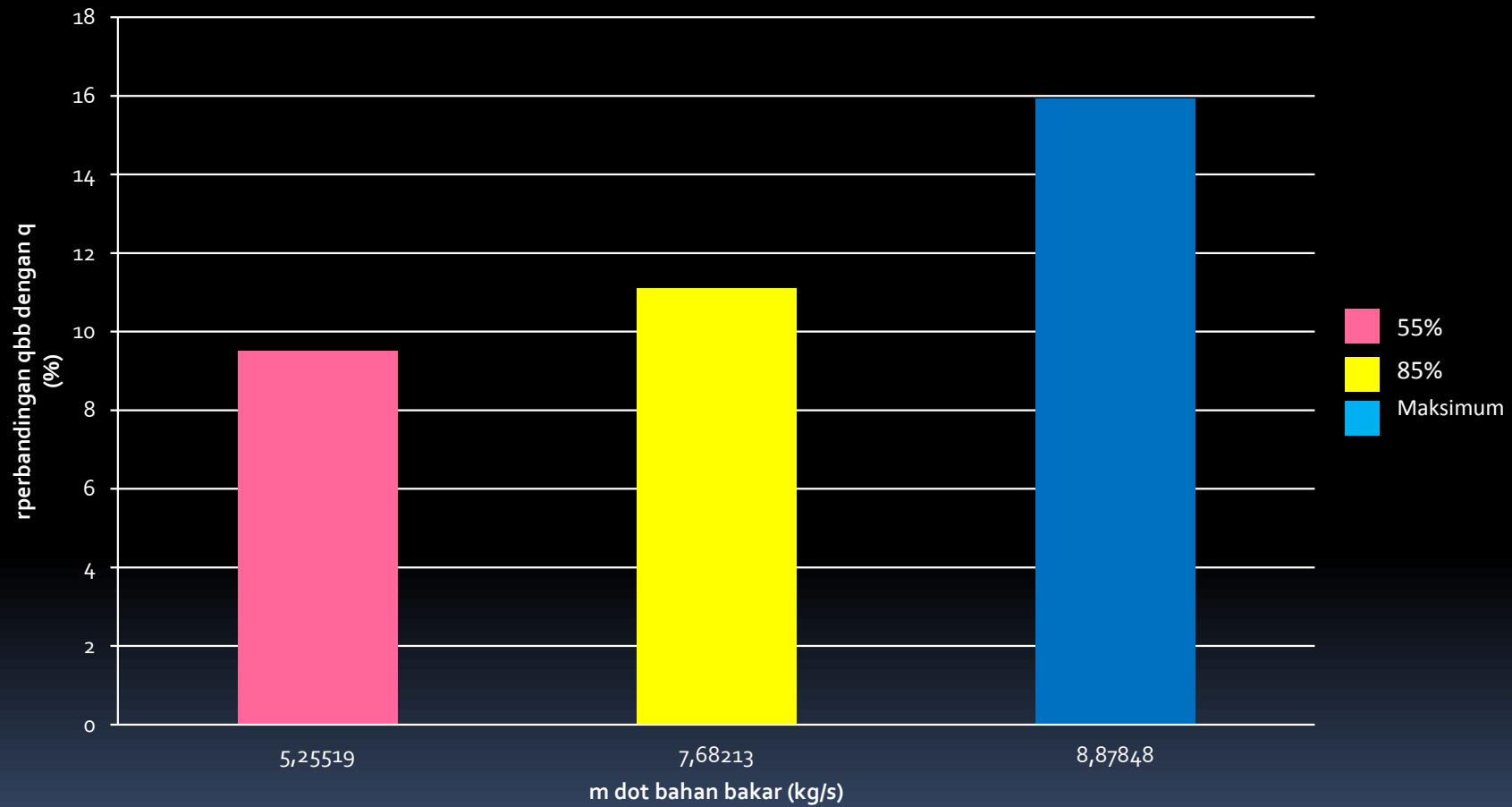
Description	Units	03/06/2014 1:00	30/06/2014 11:00	02/06/2014 12:00
GENERATOR LOAD	MW	100,0112076	150,3537598	176,2374268
A-FINAL SH INLET TEMP	°C	442,695282	441,3790588	444,3363037
B-FINAL SH INLET TEMP	°C	444,1269836	438,9333801	443,6020813
A-FINAL SH OUTLET TEMP	°C	540,7014771	539,4970703	540,2650146
B-FINAL SH OUTLET TEMP	°C	541,0662231	539,3045654	541,0655518
MAIN STEAM FLOW (m dot Steam)	T/H	326,2640686	479,8317566	577,2125244
BURNER FUEL GAS FLOW (DEBIT)	Nm3/H	24376,00195	35633,22266	41182,47266
BURNER FUEL GAS PRESSURE	kg/cm2g	1,637402415	2,013378859	2,098730564
FLUE GAS FLOW (AIR PREHEATER OUTLET) (m dot FG)	kg/H	389000	524800	737500
FURNANCE OUTLET TEMP (FLUE GAS TEMP INLET)	°C	960	1068	1185
FURNANCE OUTLET TEMP (FLUE GAS TEMP INLET)	K	1233	1341	1458

HASIL PERHITUNGAN

Description	Units	03/06/2014 1:00	30/06/2014 11:00	02/06/2014 12:00
Re steam		359122,2849	529874,8825	635191,7226
Re _{,DMAX}		2644,166816	2809,995029	3645,616282
h _i	W/m ² K	1187,845318	1467,446795	1704,645674
h _o	W/m ² K	85,78758949	111,0215931	144,5312758
Nu steam		640,3937966	794,012675	918,7663191
Nu flue gas		35,57199568	37,06224303	43,72578968
DELTA T _{lm}		398,7112397	501,7714116	625,9492423
q seluruh tube FSH	kW	37871,46815	61290,14483	98195,77071
q pertube FSH	kW	94,91596029	153,6093855	246,1046885
Persentase dari perbandingan q _{bb} dengan q	%	13,63479271	15,09504528	20,92566356

DIAGRAM

Diagram Persentase q



KESIMPULAN

- 1. Persentase q minimum terletak pada beban 55% sebesar 9,05%, q medium terletak pada beban 85% sebesar 11,09%, dan q maksimum pada beban maksimum sebesar 15,92%.
- 2. Persentase tertinggi dari perbandingan panas dari bahan bakar dengan panas yang diserap oleh *final superheater tube* terletak pada beban maksimum. Jika persentasenya melebihi nilai tersebut, maka bisa mengakibatkan kerusakan pada material *tube*.
- 3. Semakin besar pembebanannya maka laju aliran massa bahan bakar semakin tinggi. Dengan kata lain, besarnya penyerapan panas di *final superheater tube* tergantung dari besarnya laju aliran massa bahan bakar.
- 4. Efektivitas (ε) pada beban 55% sebesar 0,942, (ε) pada beban 85% sebesar 0,954, dan (ε) pada beban maksimum sebesar 0,973.



TERIMA KASIH